

E.T.S. de Ingeniería Industrial,  
Informática y de Telecomunicación

Estudio de la influencia del número de módulos  
termoeléctricos en la potencia calorífica disipada  
por un sistema de auto-refrigeración  
termoeléctrica



Grado en Ingeniería  
en Tecnologías Industriales

Trabajo Fin de Grado

AUTOR: IGOR CONDE OLAZÁBAL

DIRECTOR: ÁLVARO MARTINEZ ECHEVERRI

Pamplona, 25 DE JUNIO DE 2014



# ÍNDICE

1.	ANTECEDENTES .....	2
2.	OBJETO DEL PROYECTO .....	6
3.	INTRODUCCIÓN A LA TECNOLOGÍA APLICADA .....	7
3.1.	TERMoeLECTRICIDAD.....	7
3.2.	INTERCAMBIADORES DE CALOR TIPO TUBO (HEAT PIPE).....	19
4.	METODOLOGÍA .....	30
4.1.	PARÁMETROS Y COMPONENTES DESTACADOS .....	30
4.1.1	FLUJO DE CALOR .....	30
4.1.2	TENSIÓN EN LOS MÓDULOS TERMOELÉCTRICOS .....	32
4.1.3	INTERCAMBIO DE CALOR MEDIANTE HEAT PIPE.....	33
4.2.	ESTUDIO PREVIO DEL COMPORTAMIENTO DEL HEAT PIPE .....	34
4.3.	METODOLOGÍA EXPERIMENTAL DEL SISTEMA ARTE Y HEAT PIPE .....	40
4.3.1.	DESCRIPCIÓN DEL MONTAJE 1 (6 MÓDULOS).....	52
4.3.2.	DESCRIPCIÓN DEL MONTAJE 2 (5 MÓDULOS Y 1 PLACA DE ACERO) .....	56
5.	ANÁLISIS Y RESULTADOS .....	61
5.1.	RESULTADOS TEÓRICOS.....	61
5.1.1.	MONTAJE 1 (6 MÓDULOS TERMOELÉCTRICOS) .....	62
5.1.2.	MONTAJE 2 (5 MÓDULOS, 1 PLACA DE ACERO) .....	76
5.1.3.	COMPARATIVA.....	95
5.2.	RESULTADOS EXPERIMENTALES.....	102
5.2.1.	MONTAJE 1 (6 MÓDULOS TERMOELÉCTRICOS) .....	102
5.2.2.	MONTAJE 2 (5 MÓDULOS, 1 PLACA DE ACERO) .....	104
5.2.3.	COMPARATIVA DE EXPERIMENTALES.....	106
5.3.	COMPARATIVA DE EXPERIMENTALES Y TEÓRICOS .....	109
6.	CONCLUSIONES .....	110
7.	LÍNEAS DE FUTURO.....	113
8.	BIBLIOGRAFÍA .....	115

# 1. ANTECEDENTES

En el desarrollo del presente Trabajo de Fin de Grado se expone un estudio sobre una de las múltiples aplicaciones de aprovechamiento de calor residual mediante termoelectricidad. Se trata de una aplicación novedosa y de creciente interés conocida por el nombre de “autorrefrigeración termoeléctrica” (ARTE). Dado un dispositivo cualquiera que genera calor, bien puedan ser transistores IGBT para el caso de electrónica de potencia o cualquier otra aplicación con generación de calor en el proceso de funcionamiento y que requiera de una refrigeración, se colocan varios módulos termoeléctricos en contacto con el mismo de tal forma que se aprovecha parte de ese calor generado para producir energía eléctrica mediante el conocido como *efecto Seebeck*.

La energía eléctrica obtenida se emplea en la alimentación directa de un sistema encargado de la refrigeración del dispositivo. De esta forma, se consigue una refrigeración del mismo sin consumo de energía eléctrica proveniente de una fuente externa de alimentación, algo que a la larga y aplicado de forma adecuada se podría traducir en un ahorro de costes de consumo eléctrico o bien dar solución a la refrigeración de sistemas situados en zonas de difícil acceso.

Como se puede apreciar, el ARTE se sitúa a medio camino entre refrigeración y generación termoeléctrica, ya que emplea tecnología de generación para conseguir una refrigeración del dispositivo.

En la *Figura 2* se puede ver el sistema de refrigeración diseñado y analizado en proyectos anteriores. En él, se muestra la adhesión de un ventilador con objeto de conseguir una convección forzada (aumento del coeficiente de transferencia de calor con respecto a una convección natural) y los módulos termoeléctricos.

En ese caso se añadió un separador que consiguiese una canalización del calor a través de los módulos termoeléctricos, obteniendo una conducción de todo el calor hacia el disipador y evitando así efectos indeseados con transmisiones parásitas de calor, ya que

se estaba ante un caso con un área superficial del intercambiador superior a la de los módulos termoeléctricos empleados.

Los módulos conectados entre sí eléctricamente en serie, tienen por función la de alimentar el ventilador que provoca la convección forzada sobre el disipador con el consiguiente aumento de la evacuación de calor.

En proyectos anteriores se utilizaron disipadores de aletas por su simplicidad tanto física como de estudio, y veremos como el concepto de ARTE es perfectamente compatible con otros tipos de intercambiadores de calor basados en la convección natural como mecanismo de transmisión de calor (disipación de calor al ambiente).

Los resultados que se obtuvieron mediante la aplicación del ARTE a un disipador de aletas se entendieron como satisfactorios, se obtuvo una mejora del 25-30% de la resistencia térmica global para unos valores de disipación de calor que no lograban superar los  $1.5 \text{ kW/m}^2$  para un salto de temperaturas de  $80^\circ\text{C}$ , lo que se traducía en un coeficiente global de transferencia de calor (U) de  $20 \text{ W/m}^2^\circ\text{C}$

Posteriormente, en el proyecto que da pie al presente estudio, se realizó un análisis de tal sistema de autorrefrigeración, esa vez, mediante el empleo de un *heat pipe* como sistema de evacuación de calor al ambiente. Este estudio buscaba lograr una mejora de tal forma que se lograra alcanzar los valores de potencia térmica por unidad de área y salto de temperatura de los dispositivos IGBT más comunes empleados en los sistemas de electrónica de potencia. Estos dispositivos presentan potencias de unos  $50 \text{ kW/m}^2$ , un salto de temperaturas de unos  $60^\circ\text{C}$  y en consecuencia un coeficiente global de  $830 \text{ W/m}^2^\circ\text{C}$ .

Los disipadores *heat pipe* basan su principio de funcionamiento en el aprovechamiento de los altos coeficientes de convección y entalpías de los cambios de fase, para mediante un fluido, enviar el calor a una superficie mayor y de ahí evacuar el calor al ambiente, reduciéndose así la resistencia térmica global del sistema que con el caso del empleo de un disipador de aletas.



**Figura 1** Disipador de tubos y latetas (*Heat Pipe*)

Tal estudio empleó un disipador tipo tubo de calor de la marca QUICK-OHM con una potencia máxima de 600W. Cabe destacar que no fue posible la introducción de tal potencia íntegra debido al número de resistencias disponibles en el laboratorio.

Por último, en lo concerniente al presente aparatado, cabe destacar la escasez y prácticamente nulidad de referencias bibliográficas sobre aplicaciones de este tipo en la actualidad. El Grupo de Investigación de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Pública de Navarra, junto con los alumnos que han desarrollado los proyectos de fin de carrera previos sobre este tema, se pueden considerar como pioneros en esta línea de investigación.

El estudio actual de esta tecnología a nivel industrial, se centra en la consecución de mayores saltos de temperaturas con flujos de calor pequeños, de tal forma que se mejore la eficiencia de los dispositivos termoeléctricos. Se está enfocando desde el punto de vista del desarrollo de materiales conductores, algo que entra en conflicto con la aplicación de la autorrefrigeración termoeléctrica que provoca el efecto contrario. Sería interesante la apertura de una nueva línea de investigación de materiales

semiconductores que buscase los mayores saltos de temperatura posibles (mejora de la eficiencia de los dispositivos termoeléctricos) sin provocar un descenso en la conductividad de los mismos. Esto último no parece que sea factible a corto plazo pero se aventura por parte de algunos expertos la posibilidad de un cambio de tendencia derivado de una variación de intereses que pueda acabar en una mayor apuesta por el estudio de módulos especialmente adecuados para esta aplicación.

El presente Trabajo de Fin de Grado busca completar e ir un paso más allá en lo concerniente a la autorrefrigeración termoléctrica (ARTE) objeto de estudio de proyectos previos, analizando magnitudes de influencia y orientando nuestro diseño a la consecución de los nuevos objetivos planteados.

A continuación se procede al desarrollo explicativo del sistema y su montaje, así como su aplicación y potencialidad en lo referente a sistemas reales. Se analizarán los datos obtenidos de forma experimental y se valorará el grado de aproximación a la consecución de objetivos. Finalmente se plantearán posibles líneas de futuro en lo concerniente a esta tecnología.

## 2. OBJETO DEL PROYECTO

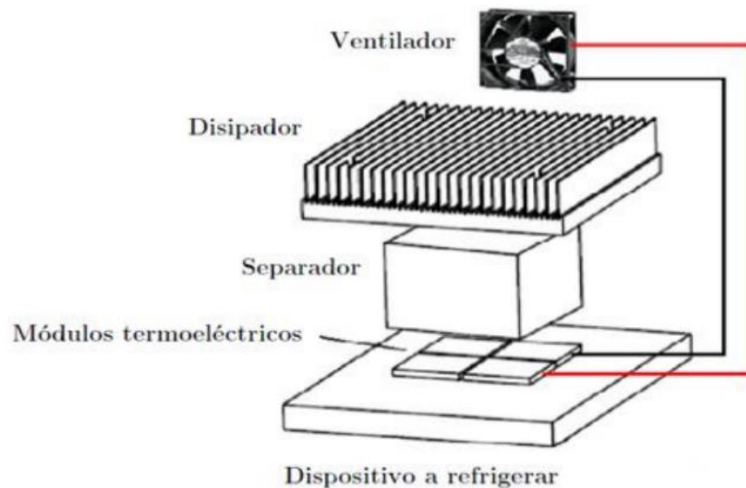
Como se comenta en párrafos anteriores, en el presente proyecto se busca superar las características térmicas obtenidas en proyectos anteriores en lo concerniente a un dispositivo ARTE.

En esta ocasión se continuará con el esquema de montaje de proyectos anteriores que muestra la *Figura 2*, utilizando un disipador de tubos en vez de uno de aletas pero con la variante de que se irá disminuyendo el número de módulos utilizado sustituyendo cada uno de ellos por láminas de acero de idéntico tamaño y espesor.

La razón de esta modificación, es que en los montajes anteriores se presentaba un cuello de botella en la resistencia de los módulos ya que aun incrementando el flujo, a partir de cierto valor la resistencia de convección adoptaba una tendencia de decrecimiento muy leve y por tanto resultaba inefectivo.

Con esta nueva variante de montaje, lo que se espera, es lograr evacuar una mayor cantidad de calor mediante la reducción de la resistencia térmica del montaje, comprobando el límite de módulos a sustituir que permitan seguir obteniendo la potencia suficiente como para alimentar de forma efectiva el ventilador acoplado.

Con estos nuevos montajes evacuaremos mayor cantidad de calor debido a la mayor conductividad térmica de las láminas de acero, superando así los valores de magnitudes térmicas obtenidos por otros dispositivos ARTE de tal forma que nos podamos aproximar a los valores comunmente utilizados en la disipación de calor de componentes electrónicos de potencia comentados en el apartado anterior del presente trabajo.



**Figura 2** Esquema de montaje del ARTE [1]

### 3. INTRODUCCIÓN A LA TECNOLOGÍA APLICADA

Como se comenta anteriormente, en este proyecto se busca continuar con la línea de investigación que lleva a cabo el Departamento de Ingeniería Energética y de Materiales en el ámbito de la autorefrigeración termoeléctrica. Para comprender el funcionamiento en profundidad de estos dispositivos y de este proyecto en particular se presenta una visión de las características más importantes de la tecnología aplicada a tal efecto.

#### 3.1. TERMOELECTRICIDAD

La termogeneración o generación termoeléctrica es un descubrimiento para nada reciente, su fundamento básico data de 1821 cuando el físico alemán T.J. Seebeck realizó una serie de experimentos sentando las primeras bases de tal fenómeno y dando su nombre al fenómeno. Se tiene que si dos materiales conductores diferentes, A y B, son conectados eléctricamente en serie y térmicamente en paralelo (formando el conocido termopar) y expuestos a un gradiente de temperaturas, se induce una fuerza electromotriz que es dada por la siguiente ecuación :



$$E_{Seebeck} = \Delta T_{AB} \cdot (\alpha_A - \alpha_B)$$

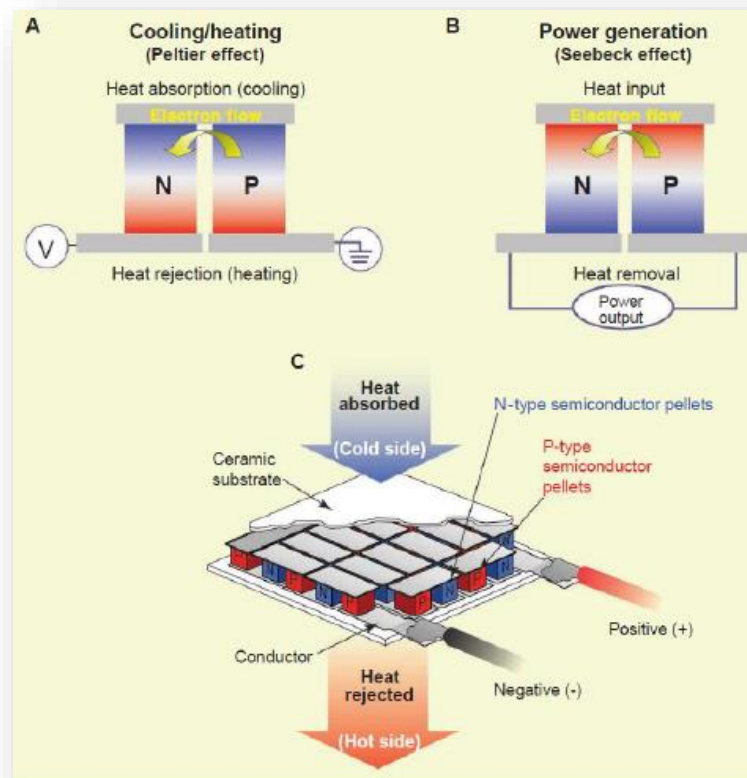
Donde  $E_{Seebeck}$  es la fuerza electromotriz producida,  $\Delta T_{AB}$  es el gradiente de temperaturas entre los extremos y  $\alpha_A$ ,  $\alpha_B$  son los coeficientes Seebeck de cada material.

Otro aspecto importante de la termoelectricidad es el conocido como *efecto Peltier*, mucho más utilizado y donde ha habido un mayor desarrollo en lo que a materiales se refiere. El Peltier, es el efecto contrario al *efecto Seebeck*, y consiste en la obtención de una disipación o una absorción de calor con el paso de una corriente eléctrica a través de un termopar, dependiendo de la dirección de la corriente. [1]

$$\dot{Q}_{Peltier} = \mp IT_{AB} \cdot (\alpha_A - \alpha_B)$$

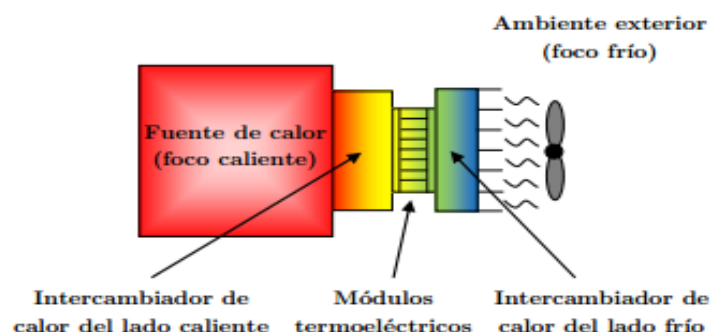
Donde  $\dot{Q}$  es el calor absorbido y cedido en cada cara,  $I$  es la intensidad que circula por el par y  $T_{AB}$  es la temperatura en la unión del termopar.

Este fenómeno se utiliza mucho en refrigeración y en el control de temperaturas debido a las ventajas de robustez, fiabilidad, reversibilidad, funcionamiento silencioso y baja inercia térmica.



**Figura 3** Principio de funcionamiento de la tecnología termoeléctrica [1]

Tal y como se muestra en la Figura 4, un generador termoeléctrico como el estudiado en el desarrollo del presente proyecto, se compondrá de varios módulos conectados entre sí de tal forma que transformen el calor que reciben de la fuente con la que están en contacto en energía eléctrica, emitiendo el resto hacia un foco frío.



**Figura 4** Esquema básico de generador termoeléctrico. [3]

Uno de los elementos más importantes, si no el más importante de tal sistema de generación es el *módulo termoelectrico*, y esto se debe a que se trata del componente encargado de la transformación de calor en electricidad. Como se comenta en párrafos anteriores, responde al *efecto Seebeck* (descubierto en 1821 por el físico alemán T.J.Seebeck) de tal forma que se obtiene una relación entre el gradiente de temperatura aplicado a un módulo y la fuerza electromotriz generada por el mismo.

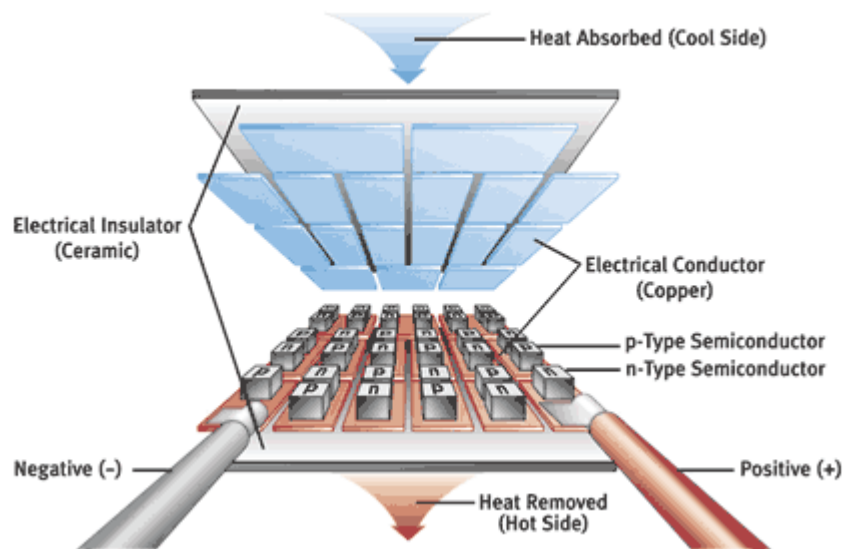


Figura 5 Módulo termoelectrico convencional.

[3] Un módulo convencional se compone de varios pares termoelectricos, conectados electricamente en serie y térmicamente en paralelo. Cada par se compone, a su vez, de dos termoelementos semiconductores, uno de tipo n, donde predominan los electrones libres, y otro de tipo p, donde predominan los huecos libres, conectados físicamente mediante uniones metálicas. Dos substratos rígidos de material cerámico proporcionan firmeza mecánica al conjunto y aíslan eléctricamente el circuito interior. A efectos referenciales, un módulo termoelectrico presenta entre 200 y 600 termoelementos de base cuadrada de entre 1 y 9 mm<sup>2</sup> y altura entre 0,5 y 3 mm. El área de la base del módulo es también cuadrada, con lado entre 30 y 60 mm y altura entre 3 y 6 mm.

Esta tecnología se puede catalogar de prometedora y estaría presente en gran cantidad de aplicaciones de no ser por una serie de características que han puesto freno a su desarrollo e implantación.

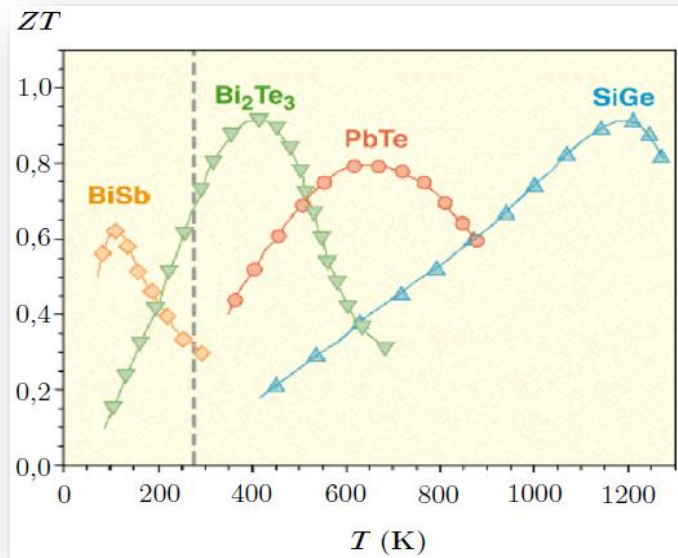
Para definir la eficiencia de estos materiales supongamos un par termoeléctrico como el de la *Figura 5*, compuesto por un semiconductor tipo p y otro tipo n de similares coeficientes Seebeck ( $\alpha$ ), conductividades térmicas ( $k$ ) y resistividades eléctricas ( $\rho$ ), cuyas uniones caliente y fría se encuentran respectivamente a temperatura  $T_c$  y  $T_f$ ; si se considera que su temperatura de trabajo ( $T$ ) es la media de las otras dos, y se desprecia el efecto de las uniones entre semiconductores, el rendimiento en la generación de energía eléctrica ( $\eta$ ) viene dado por la expresión:

$$\eta = \frac{T_c - T_f}{T_c} \frac{\sqrt{1 + ZT} - 1}{\sqrt{1 + ZT} + \frac{T_f}{T_c}}$$

$$Z = \alpha^2 \rho / k$$

Esta expresión es el producto del rendimiento de Carnot y el rendimiento específico de la aplicación, donde aparece el parámetro  $Z$ , denominado “Figura de mérito”, cuyo valor es proporcionado por la expresión de arriba. Como se demuestra, el rendimiento de un par termoeléctrico (y por extensión, de un módulo termoeléctrico) es proporcional a este parámetro adimensional  $ZT$ .

Los investigadores buscan materiales con el mayor ZT posible. Como referencia, cabe destacar que son necesarios materiales con un ZT mínimo de 2, a precios asequibles, para hacer realmente competitivas las aplicaciones automovilísticas de generación termoeléctrica. Instaurándose tal aplicación en una industria tan potente como la automovilística, se podría aventurar un crecimiento enorme de la misma, derivando en la consiguiente disminución de su precio.



**Figura 6** Factor ZT en función de la temperatura para distintos conductores [3]

Como vemos actualmente los materiales disponibles están muy lejos de alcanzar estos niveles, más aún, tienen el máximo de su figura de mérito para rangos de temperatura muy concretos, buscándose sin embargo materiales con figuras de mérito tan altas como sea posible y en un rango de temperaturas suficientemente grande.

En la actualidad existen algunas aplicaciones, como la aplicación de la nanotecnología a la termoelectricidad, que tratan de abrir el camino de la termogeneración, otorgando unas buenas perspectivas de futuro.

La condición primordial para que una fuente de calor pueda producir energía eléctrica, es que dicha fuente sea capaz de establecer un salto de temperatura estable

entre las caras de los módulos termoelectricos, pero, como es lógico, el nivel térmico de la fuente de calor es directamente proporcional a la energía eléctrica producida por el generador. Aquellas aplicaciones que no superan un vatio de producción de potencia eléctrica se engloban dentro de las llamadas de baja potencia, mientras que el resto componen el grupo de las aplicaciones de alta potencia.

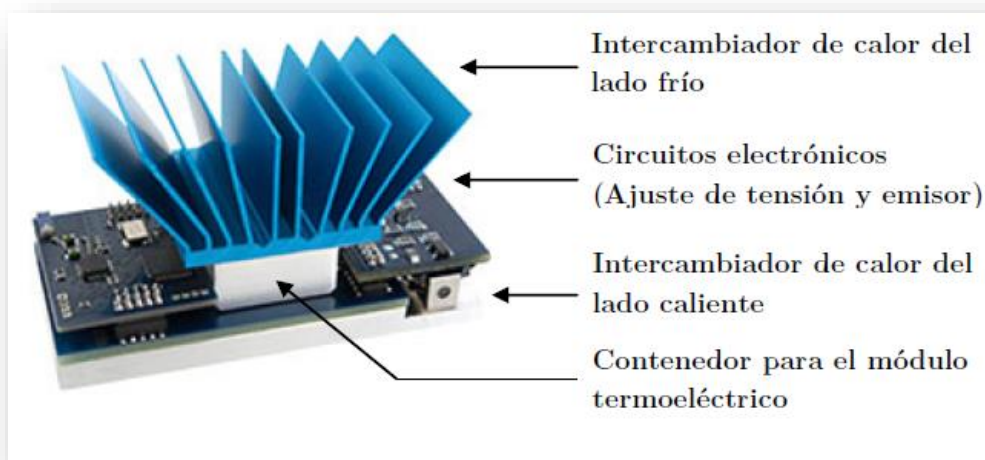
En lo referente a las aplicaciones de baja potencia, el objetivo primordial de la investigación ha sido la sustitución de las baterías convencionales –caracterizadas por tener una vida muy limitada y emplear productos químicos perjudiciales para el medio ambiente– por generadores termoelectricos de pequeño tamaño, con los que alimentar todo el conjunto de aparatos eléctricos y electrónicos autónomos, tales como teléfonos móviles, dispositivos de audio, etc. Las fuentes de calor propuestas han sido diversas, desde el propio calor del cuerpo humano o la energía solar, hasta el calor producido en la descomposición de pequeñas cantidades de isótopos radiactivos. Sin embargo, la excesiva complejidad de estos dispositivos traducida en un alto coste final, junto con la notable investigación que se viene realizando en el desarrollo de baterías y micro-baterías, ha provocado que la mayor parte de estas aplicaciones no hayan pasado de meras curiosidades, sin dar el salto definitivo hasta el mercado civil.

Como excepción, podemos encontrar una aplicación comercial prometedora dentro de esta línea, que consiste en la utilización de generadores termoelectricos de pequeñas dimensiones para producir electricidad a partir de calor residual, con la que alimentar todo tipo de sensores.

En este sentido, vemos en la *Figura 7*, un generador termoelectrico de estas características (el área de la base es 60 x 25 mm<sup>2</sup>), diseñado para ser colocado en un punto caliente de cualquier instalación, y generar energía eléctrica para alimentar un sensor acoplado a él y todos los dispositivos electrónicos que precisa para su funcionamiento. La mayor ventaja de estos equipos es su autonomía, ya que no es necesario conectarlos a la red eléctrica, con lo que se evitan los problemas relacionados con el transporte de electricidad hasta el punto en cuestión. Disponen de un tipo especial de módulo termoelectrico, denominado de película fina, que presenta un carácter flexible pero compacto a la vez, y ha sido optimizado para generar energía eléctrica a partir de pequeños saltos de temperatura entre sus caras. Como ejemplo, el

dispositivo es capaz de funcionar con saltos de temperatura de 10 °C, generando 1,2 mW de potencia eléctrica ( $\approx 0,08 \text{ mW/cm}^2$ ) con una eficiencia del 0,17 % ( $\approx 6 \%$  del rendimiento de Carnot).

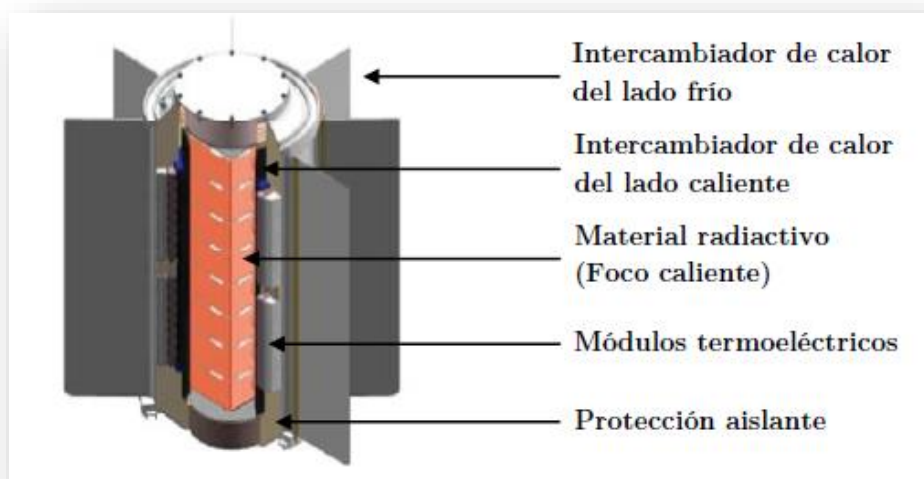
A este respecto, el dispositivo que se muestra en la *Figura 7* proporciona un posible diseño para un sistema autónomo de alimentación de sensores con un disipador de aletas como intercambiador de calor para el lado frío y un intercambiador de calor para el lado caliente con la forma adecuada para cada aplicación.



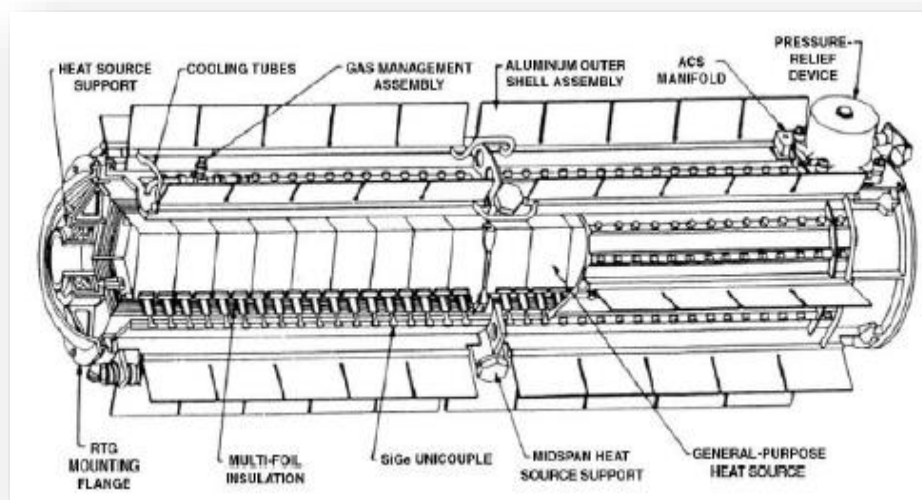
**Figura 7** Generador termoelectrico de baja potencia (Fuente: Micropelt)

Por lo que respecta a alta potencia, fuentes de calor de alto nivel térmico fueron utilizadas desde la década de los 70 y continúan utilizándose en la actualidad en el ámbito aeroespacial mediante generadores termoelectricos, en lo que supuso la primera y hasta el momento más importante aplicación de la generación termoelectrica. Más concretamente, el calor generado en la descomposición de isótopos radiactivos de uranio-235 y de óxido de plutonio-IV ha sido utilizado para alimentar generadores termoelectricos de alta potencia, denominados RTG (Radioisotope Thermoelectric Generator), instalados en más de veinte aeronaves tripuladas, sondas y satélites

espaciales. De entre todas ellas destacan las sondas Voyager, dotadas de generadores termoelectricos del tipo MHW (Multi-Hundred Watts), como el de la *Figura 8*, alimentados con óxido plutonio, y capaces de producir 150 W de potencia eléctrica ( $\approx 350 \text{ W/m}^2 \approx 4 \text{ W/kg}$ ) con una eficiencia del 7 % ( $\approx 12 \%$  del rendimiento de Carnot).



**Figura 8** Generador termoelectrico radioisotopico, tipo MHW, instalado en las sondas Voyager (Fuente: NASA)



**Figura 9** Aplicación de alta potencia, RTG espacial. [1]



Estos dispositivos se encuentran todavía en servicio desde 1977, y son ejemplo claro de la robustez y durabilidad que ofrece esta tecnología. Su esquema básico es similar al de los generadores de baja potencia, pero su complejidad es bastante mayor. El material radiactivo alcanza una temperatura de 1000 °C en condiciones normales de funcionamiento. Presenta forma cilíndrica y se encapsula dentro de un bloque de base cuadrada de 1 mm de espesor en su parte más estrecha. Este encapsulado se fabrica en una aleación de iridio, y hace las veces de intercambiador de calor del lado caliente. Los módulos termoeléctricos se colocan entre éste y el intercambiador de calor del lado frío, que se compone de una carcasa de aletas fabricada en aluminio. Desde la carcasa, el calor se emite al espacio por radiación, por lo que el aluminio se recubre con un material de alta emisividad y baja absorptividad. Aun así, las temperaturas que se alcanzan en este elemento rondan los 300 °C, por lo que el salto de temperatura entre focos se sitúa en los 700 °C. Por último, un aislante multicapa de molibdeno y astrocuarzo evita emisiones radiactivas al exterior y aísla térmicamente ambos intercambiadores. Junto a las sondas Voyager, generadores termoeléctricos han sido incluidos en los satélites de navegación Transit (1961 - 1964), en los proyectos Apolo de inspección lunar (1969 - 1972) y Viking de inspección marciana (1975), así como en las sondas Pioneer (1972 - 1973), Galileo (1989), Ulysses (1990), Mars-96 (1996), Cassini (1997) y New Horizons (2006).

Actualmente, varios RTG forman parte de los vehículos de la misión a Marte MSL-Curiosity, puesta en órbita el 26 de noviembre de 2011, en la que ha sido la primera aplicación de un RTG a un rover marciano. Volviendo al ámbito terrestre, generadores termoeléctricos de alta potencia son utilizados para proporcionar energía eléctrica en lugares de difícil acceso, donde la instalación de tendido eléctrico es inviable, como es el caso de radiofaros, puntos críticos de oleoductos y gaseoductos, instalaciones off-shore, etc. Tienen un aspecto similar al generador de la figura anterior, siquiera utilizan como fuente de calor la combustión de un hidrocarburo (normalmente propano o gas natural), por lo que presentan tomas de entrada para el combustible y el aire, y tomas de salida para los gases de escape. Con esta tecnología se ha conseguido generar hasta 500 W de potencia eléctrica ( $\approx 1000 \text{ W/m}^2 \approx 5 \text{ W/kg}$ ) con rendimientos cercanos al 5 % ( $\approx 10 \%$  del rendimiento de Carnot, calculado para un salto de temperatura entre caras de los módulos de alrededor de 400 °C), parte de la cual se utiliza en alimentar todos los

dispositivos electrónicos que necesita para operar, así como los ventiladores que producen convección forzada sobre las aletas del disipador. En algunos casos, se ha estudiado aprovechar el calor de los gases de escape y el emitido al ambiente por el disipador, para calentar agua o cualquier otro fluido, y conseguir un efecto de cogeneración.

Por último, dentro de las aplicaciones de alta potencia, el sector donde la generación termoeléctrica presenta mejores perspectivas de futuro tiene que ver con el aprovechamiento de fuentes de calor residual. En estas situaciones, la baja eficiencia de los generadores termoeléctricos se compensa con el hecho de que estas fuentes de calor son gratuitas o muy baratas de mantener. Si a esto se añade la robustez, durabilidad y bajo coste de mantenimiento que caracteriza a todo dispositivo termoeléctrico, se puede explicar por qué los investigadores han puesto sus ojos en este tipo de aplicaciones. Una primera aplicación de este tipo se circunscribe dentro del ámbito automovilístico. A este respecto, es bien conocido que los fabricantes de automóviles más importantes a nivel mundial se están afanando en optimizar sus vehículos, tratando de aumentar lo más posible la energía útil que se puede obtener por cada unidad de combustible. Así, se han reducido los consumos del equipamiento, se han disminuido rozamientos internos, se han mejorado los procesos de combustión, etc. En relación con esto, se demuestra que el 40 % de la energía proporcionada por el combustible se pierde a través del tubo de escape en forma de gases calientes que salen al exterior. [1]

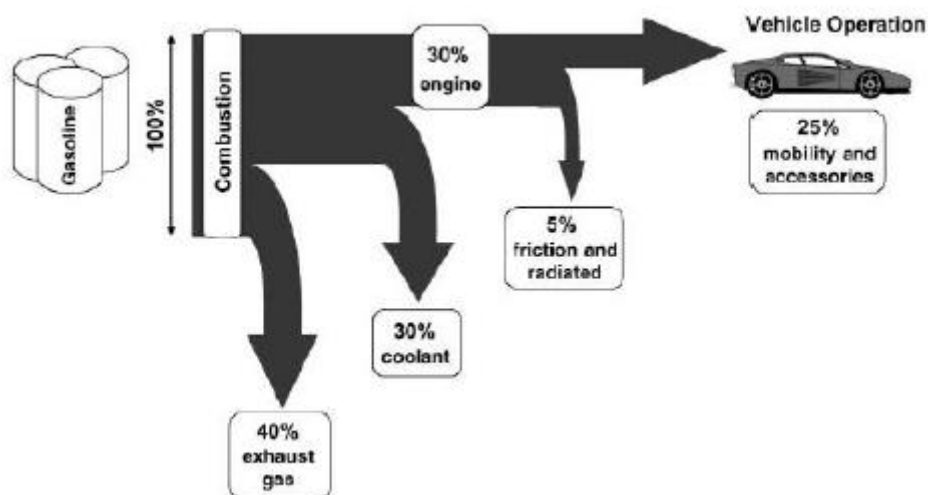


Figura 10 Utilización del combustible en automoción. [1]

Es en esta industria donde la termoelectricidad se puede aplicar con el objetivo de absorber la mayor cantidad posible del calor que llevan los gases de escape y transformarlo en electricidad, pudiendo ser utilizada por el vehículo para su uso interno, derivando en la consiguiente reducción del consumo final de combustible.

Varios son los trabajos a este respecto los que indican que, a corto plazo, y siempre con una esperable mejora en la eficiencia de los materiales termoeléctricos, será factible obtener, mediante un generador termoeléctrico, la misma electricidad que produce actualmente el alternador dentro del vehículo, para en un futuro eliminar este dispositivo de todos los automóviles y reducir el consumo de combustible un 5 % aproximadamente.

Sin embargo, en la actualidad, esta línea de investigación se encuentra en punto muerto. Dada la competitividad que existe dentro del mercado automovilístico, y la gran predisposición que tienen los fabricantes a toda mejora, por mínima que sea, el hecho de que ningún vehículo comercial disponga de un generador termoeléctrico indica que las expectativas no terminan de cumplirse. Y es que este dispositivo introduce en el vehículo una serie de modificaciones que tienen que ver principalmente con el incremento del peso total y con la influencia negativa en la combustión del aumento de las pérdidas de presión que sufren los gases de escape debido al intercambiador del lado caliente. En un análisis general, la potencia producida por el generador no compensa la pérdida de prestaciones que causan estas modificaciones. La solución pasa por doblar la eficiencia de los módulos termoeléctricos, hito que todavía está por llegar.

Además de sus aplicaciones en el ámbito automovilístico, la generación termoeléctrica se está enfocando hacia el aprovechamiento del calor residual en el ámbito industrial, tanto en el sector manufacturero como en el de las plantas convencionales de generación de energía eléctrica.

El mayor problema es que gran parte de este calor residual se encuentra a temperaturas inferiores de 70 °C (como ocurre con el calor emitido por los condensadores de las plantas de generación de energía eléctrica) y su aprovechamiento mediante un generador termoeléctrico resulta inviable, dado el actual estado de la tecnología. Por ello, la generación termoeléctrica en el ámbito industrial se circunscribe

aprovechamiento de calores residuales a temperaturas más altas, que mayoritariamente corresponden a gases de escape procedentes de procesos de combustión.

En esta línea, existe ya un estudio económico de lo que supondría el aprovechamiento, mediante generadores termoeléctricos, del calor de los gases de escape de todas las plantas de cogeneración de Tailandia, resultando una obtención rentable de cerca de 100 MW de potencia eléctrica. Este espectacular dato es necesario colocarlo en su contexto correspondiente, y señalar que actualmente estos estudios se encuentran en un nivel estrictamente teórico, y que es necesario el desarrollo de aplicaciones reales que sirvan para validar las conclusiones obtenidas.

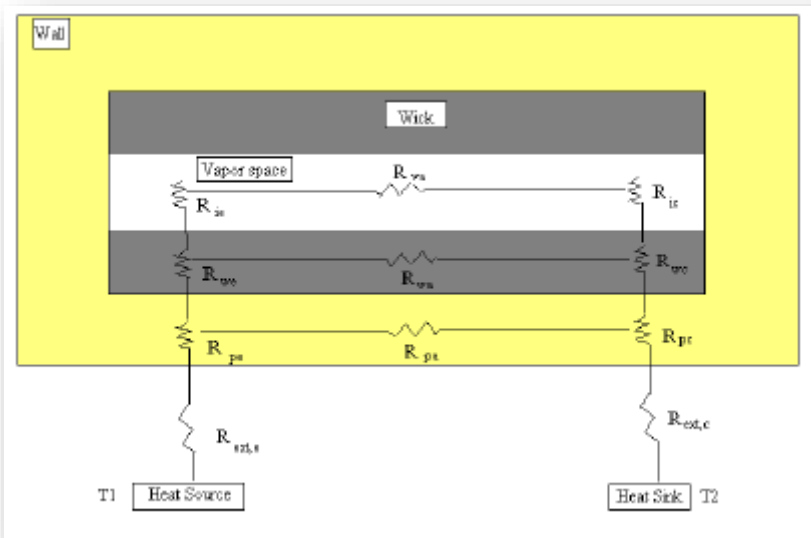
### 3.2. INTERCAMBIADORES DE CALOR TIPO TUBO (HEAT PIPE)

A su vez, un aspecto relevante en este Trabajo de Fin de Grado, es la inclusión en el montaje de un intercambiador tipo tubo de calor (*Heat pipe*).

Los intercambiadores tipo tubo de calor o *heat pipe*, son disipadores muy utilizados en la industria de la refrigeración. Se trata de intercambiadores con un coste mayor debido a que requieren de una fabricación más compleja, pero que otorgan unas características térmicas que superan con mucho a dispositivos más sencillos de similar función.

Las aplicaciones que habitualmente hacen uso de este tipo de disipadores son las electrónicas, donde un gran flujo de calor debe ser evacuado desde una superficie relativamente reducida.

Un dispositivo de tipo *heat pipe* conduce el calor de una forma muy rápida y eficiente desde la superficie emisora a una superficie mayor desde la que se evacuará al ambiente.



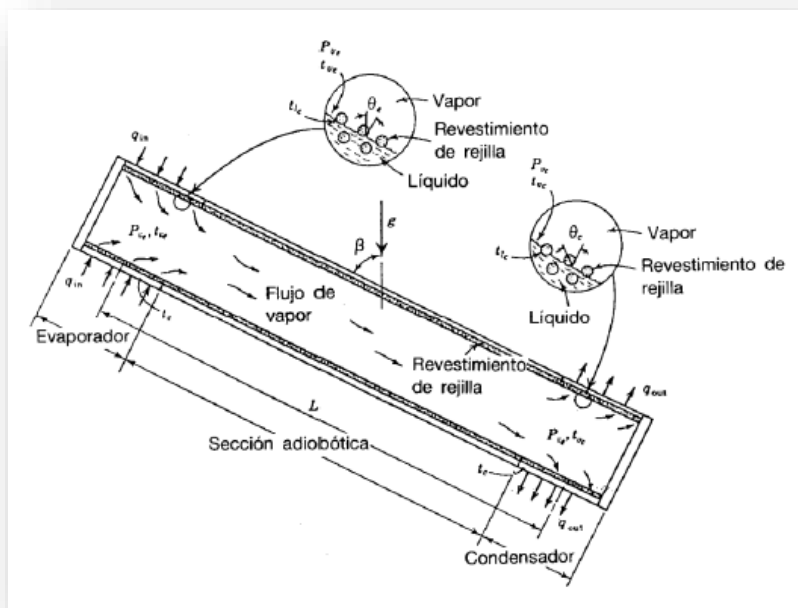
**Figura 11** Red de resistencias de un *Heat pipe*.



**Figura 12** Aplicación de un *Heat pipe* en electrónica.



**Figura 13** Aplicación de un *Heat pipe* en una instalación a mayor escala al aire libre.

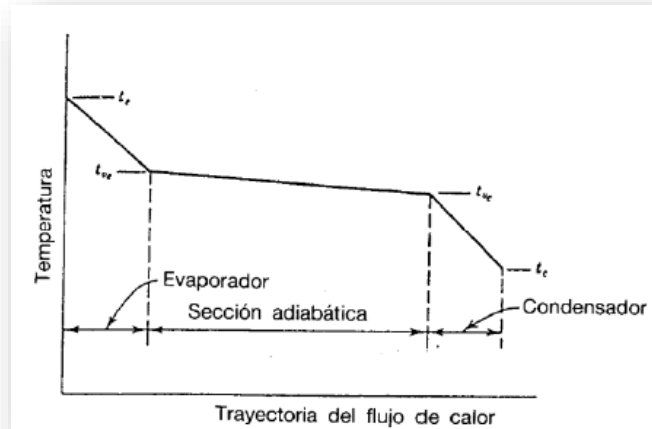


**Figura 14** Principio de funcionamiento y partes de un *Heat pipe*.

En un extremo, en el evaporador, el calor se suministra a una temperatura que evapora el fluido líquido desde el relleno. El fluido evaporado entonces se mueve a través del núcleo central del tubo hasta llegar al extremo de menor presión, el condensador.

Es aquí donde el vapor es condensado otra vez a líquido con la cesión de su calor latente asociado. El líquido condensado es “bombeado” de nuevo al evaporador a través de la acción de tensión superficial que se produce en el material de relleno del tubo.

Debido a la baja caída de presión que se produce en el vapor se puede decir que la diferencia de temperatura del vapor a través del tubo es en comparación con el calor latente transportado despreciable.



**Figura 15** Variación de la temperatura a lo largo del intercambiador. [1]

Debido también a los altísimos coeficientes de convección que se dan en la ebullición y condensación, este tipo de intercambiadores tienen tan buenas características térmicas.

Aunque el funcionamiento de los *heat pipe* depende fuertemente de su forma, el fluido de trabajo, y el material de relleno, el fenómeno fundamental que gobierna la operación de estos intercambiadores viene de la diferencia de presión capilar a lo largo de las regiones del evaporador y condensador. La evaporación que se produce en el evaporador produce que el menisco del líquido aumente, mientras que en el condensador se establece un menisco menor debido a la mayor cantidad de líquido condensado. Entonces para que el líquido retorne al evaporador la presión capilar neta debe ser mayor que la suma de todas las pérdidas de presión que se producen en el conjunto de líquido/vapor. Esta relación se conoce como límite de capilaridad y matemáticamente se establece:

$$(\Delta P_c)_m \geq \int_{L_{eff}} \frac{\partial P_v}{\partial x} dx + \int_{L_{eff}} \frac{\partial P_l}{\partial x} dx + \Delta P_{PT,e} + \Delta P_{PT,c} + \Delta P_+ + \Delta P_{||}$$

**Figura 16** Variación de presión.[1]

Veamos qué son cada uno de estos términos y que variables afectan más a cada uno de ellos.

- Presión capilar.

En la superficie de una interfaz líquido-vapor existe una diferencia de presión capilar definida como  $(P_v - P_l)$  o  $\Delta P_c$ . Esta diferencia de presión capilar se describe matemáticamente por la ecuación de Laplace-Young.

$$\Delta P_c = \sigma \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)$$

Siendo  $r_1$  y  $r_2$  son los radios de curvatura principales y  $\sigma$  es la tensión superficial.

Para la mayoría de rellenos de *heat pipe*, la máxima diferencia de presión capilar puede ser escrita para un solo radio de curvatura  $r_c$ . Utilizando esta expresión, la máxima diferencia de presión capilar entre los puntos “húmedo” (punto donde se da el mayor radio de curvatura) y “seco” (punto donde se da la menor curvatura) puede expresarse como la diferencia entre la presión de capilaridad a través del menisco en el punto “húmedo” y la presión de capilaridad en el punto “seco”, o lo que es lo mismo:

$$\Delta P_{c,m} = \left( \frac{2\sigma}{r_{c,e}} - \frac{2\sigma}{r_{c,c}} \right)$$

En la *Figura 19* se observa como el efecto de la vaporización produce que el menisco del líquido retroceda hacia el relleno, y la condensación a su vez consigue que el menisco sea menor en la zona del condensador. Esta combinación de retroceso y aumento del menisco conlleva una reducción en el radio de capilaridad en el evaporador y un aumento del radio de capilaridad en el condensador lo que produce un aumento de la diferencia de presión capilar y con esto un “bombeo” del líquido, del condensador al evaporador.



En el funcionamiento en estado estacionario, se asume generalmente un radio de menisco en el condensador que tiende a infinito, obteniéndose por tanto la presión capilar máxima siguiente.

$$\Delta P_{c,m} = \left( \frac{2\sigma}{r_{c,e}} \right)$$

Los datos sobre los radios de los meniscos para los tipos de *heat pipe* más comunes y para diferentes rellenos se pueden encontrar en bibliografía o bien se pueden calcular teóricamente a través de expresiones propuestas por distintos autores.

- **Caída de presión hidrostática normal.**

Hay dos caídas de presión hidrostática que tienen relevancia en ámbitos de *heat pipe*; una caída de presión hidrostática normal  $\Delta P_+$ , que ocurre solamente en intercambiadores de tubo de calor con conexión circular del líquido y el relleno, y otra caída de presión hidrostática axial.

La primera de estas es el resultado de la componente de la fuerza gravitacional perpendicular al eje longitudinal del *heat pipe*, y se expresa como:

$$\Delta P_+ = \rho_l g d_v \cos \varphi$$

Siendo  $\rho_l$  es la densidad del líquido,  $g$  es la aceleración gravitacional,  $d_v$  es el diámetro de la sección de vapor del *heat pipe* y  $\varphi$  es el ángulo que forma el *heat pipe* con la horizontal.

- Caída de presión hidrostática axial.

La segunda caída de presión hidrostática es la axial o  $\Delta P_{II}$ , que resulta de la componente de la fuerza gravitacional sobre el eje longitudinal del *heat pipe*. Este término puede expresarse como:

$$\Delta P_{II} = \rho_l g L \sin \varphi$$

Donde L es la longitud total del *heat pipe*.

En un ambiente sometido a la gravedad, estos términos pueden mejorar o empeorar el retorno del líquido hacia el evaporador dependiendo de la orientación del *heat pipe* en el campo gravitatorio, esto es, si el condensador está por encima o por debajo del evaporador.

- Caída de presión en el líquido

Mientras la presión capilar bombea el flujo de líquido a través del material de relleno, las fuerzas viscosas de éste producen una caída de presión  $\Delta P_l$ , que se opone al flujo capilar a través del material de relleno. Este gradiente de presión líquida puede variar a lo largo de la longitud del eje longitudinal del *heat pipe*, por tanto la pérdida de presión total será la integral de este gradiente para toda la longitud.

$$\Delta P_l = - \int_0^x \frac{dP_l}{dx} dx$$

Donde los límites de integración son desde el final del evaporador hasta el final del condensador ( $x=0$ ) y  $dP_l/dx$  es el gradiente de la presión del líquido producido por la resistencia de fricción. Introduciendo el número de Reynolds, el coeficiente de fricción  $f_l$  y sustituimos la velocidad local, que está relacionada con el flujo de calor local, la sección perpendicular del relleno, la porosidad del relleno  $\varepsilon$ , y el calor latente de vaporización  $\lambda$ , obtenemos una fórmula sin necesidad de integración.

$$\Delta P_l = \left( \frac{\mu_l}{K A_w \lambda \rho_l} \right) L_{eff} q$$

Donde  $L_{eff}$  es la longitud efectiva del *heat pipe*, definida como:

$$L_{eff} = 0,5L_e + L_{adiab} + 0,5L_c$$

Y la permeabilidad del relleno se obtiene de tablas para distintas construcciones de intercambiadores.

- **Caída de presión en el vapor**

El aumento y la reducción de la cantidad de vapor que se produce en el evaporador y condensador junto con la compresibilidad de éste complican el estudio de la caída de presión en la fase vapor del *heat pipe*. Aplicando la continuidad a la sección adiabática del intercambiador sabemos que el flujo másico en el líquido y en el vapor debe ser igual, teniendo en cuenta la diferencia de densidades entre el líquido y el vapor vemos cómo la velocidad del vapor será sustancialmente mayor que la del líquido. Por esta razón, además del gradiente de presión producido por la fricción tenemos que considerar el gradiente de presión que conllevan las variaciones en la presión dinámica. Diferentes autores han constatado que en el resultado de la integración del gradiente de presión

de vapor los efectos dinámicos se cancelan, dando como conclusión una ecuación similar a la de la fase líquida.

$$\Delta P_v = \left( \frac{C(f_v Re_v)\mu_v}{2(r_{h,v})^2 A_v \lambda \rho_v} \right) L_{eff} q$$

Donde  $r_{h,v}$  es el radio hidráulico de la sección de vapor y C es una constante que depende del número de Mach.

Cuando la presión capilar es menor que la suma de estas pérdidas de presión, el líquido condensado no es capaz de regresar al evaporador y ocurre el conocido *burn out*, el evaporador se seca y el *heat pipe* deja de funcionar correctamente pudiendo fenecer en fallos catastróficos.

Otro de los límites más importantes para los intercambiadores de tubo de calor es el conocido como *boiling limitation* o límite de ebullición, que sucede al quedarse atrapadas burbujas de vapor en el relleno e impedir el retorno del líquido. Esto ocurre cuando el flujo de calor radial es suficientemente grande como para producir ebullición nucleada. Para conocer el flujo de calor que nos llevará a tener ebullición nucleada y por ende burbujas dentro del relleno se utiliza.

$$q_{b,e} = \left( \frac{2\pi L_e K_{eff} T_v}{\lambda \rho_v \ln(r_i / r_v)} \right) \left( \frac{2\sigma}{r_n} - \Delta P_{c,m} \right)$$

$\Delta P_{c,m}$  = maximum difference in capillary pressure

$\sigma$  = surface tension (function of fluid and temperature)

$r_n$  = nucleation site radius (assumed to be between  $2.54 \times 10^{-5} \text{m}$  to  $2.54 \times 10^{-7} \text{m}$ ).

$T_v$  = vapor temperature

$L_e$  = length of evaporator

$r_v$  = vapor space (radius of open heat pipe allowing vapor to pass through)

$r_i$  = inner radius of heat pipe

$\rho_v$  = density of vapor

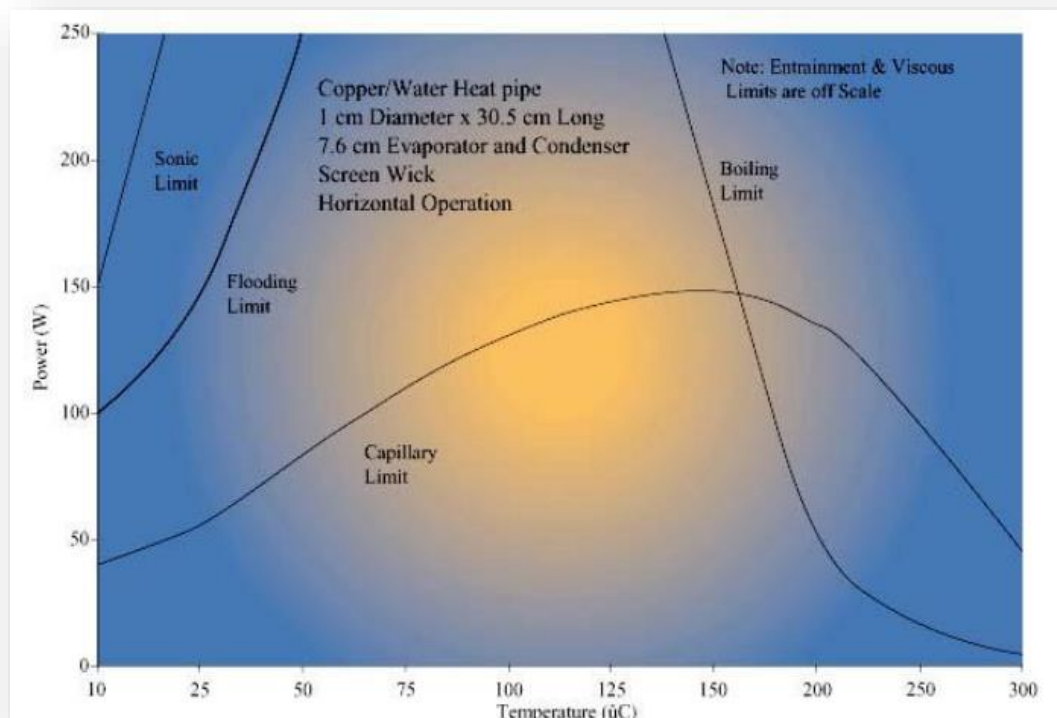
$\lambda$  = latent heat of vaporization

$K_{eff}$  = effective conductivity

Figura 17 Flujo de calor. [1]

Donde  $K_{eff}$  es la conductividad térmica efectiva del líquido-relleno; se obtiene por medio de tablas para distintas geometrías y combinaciones.

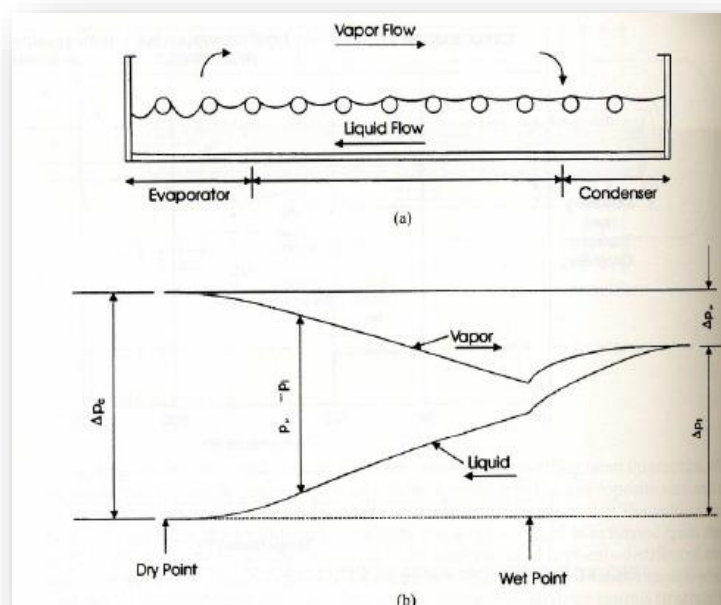
Obtenemos esta expresión utilizando la teoría de ebullición nucleada que se basa en dos fenómenos distintos, la formación de burbujas y el consecuente aumento o colapso de estas. La primera, la formación de burbujas, es debida al número y tamaño de las zonas de nucleación en una superficie solida; la segunda, aumento o colapso de las burbujas, depende de la temperatura y de la correspondiente presión, causadas por la presión del vapor y la tensión superficial del líquido. Aplicando un balance de presiones a cualquier burbuja y la relación de Clasusius-Clapeyron obtenemos la relación anterior que nos da el flujo máximo de calor aplicable antes de que haya ebullición nucleada.



**Figura 18** Distintos límites de funcionamiento de un *Heat pipe* comercial.[1]

Como se observa, los límites que más afectan en las aplicaciones más comunes son los ya comentados; existen otros límites de funcionamiento que afectan en una mayor medida en aplicaciones de criogenia o cuando el líquido que utilizamos sea un metal

líquido como sodio o plata, y pueden llegar a ser en estos casos la limitación que determinará el uso de nuestro intercambiador.



**Figura 19** Variación del menisco y la presión capilar en el *Heat pipe*. [1]

## 4. METODOLOGÍA

### 4.1. PARÁMETROS Y COMPONENTES DESTACADOS

En lo referente al diseño experimental tratado en el presente proyecto, se deben tener en cuenta las magnitudes más importantes que aparecerán durante el desarrollo del mismo.

- Flujo de calor (W)
- Tensión en los módulos (V)
- Tensión en el ventilador (V)
- Resistencias eléctricas de los dispositivos ( $\Omega$ )
- Resistencias térmicas (K/W)

#### 4.1.1 FLUJO DE CALOR

En lo referente a este parámetro, en el desarrollo experimental abordado en el presente proyecto se establecen diversos flujos de calor por medio de la resistencia térmica empleada (generador de calor).

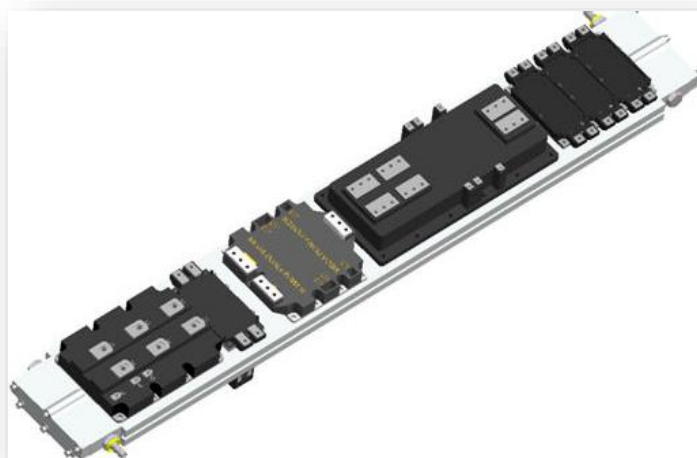
Para la elección de tales flujos, lo que se ha hecho es continuar la línea de investigación de proyectos anteriores y establecer unos valores de flujo de calor adaptados en la mayor medida posible a una de las aplicaciones típicas en la refrigeración de componentes electrónicos, los IGBT. En concreto, el conocido como *coldplate*, superficie donde se refrigeran varias unidades diferentes de electrónica de potencia, es el candidato que hemos escogido por tener un uso muy extendido.

En nuestro caso, con los materiales disponibles en el laboratorio hemos elegido una potencia que oscila entre 100 y 300 W para realizar las diferentes comparaciones. Si bien los *coldplate* comerciales son capaces de evacuar una potencia calorífica mayor, el estudio realizado sirve como análisis de una parte aislada de los mismos. Cabe destacar, que mediante un montaje modular del sistema de refrigeración ARTE, conseguiríamos

llegar a disipar valores de potencia como los que se encuentran en industria (en torno al 1-1,5 kW).

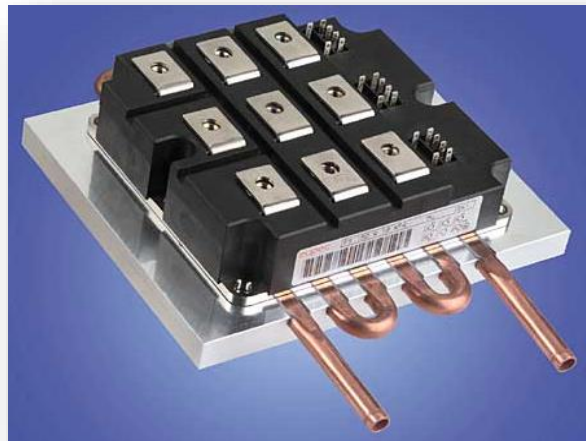


**Figura 20** Módulo de IGBT [10]



**Figura 21** Coldplate convencional de refrigeración líquida anexo a otros componentes. [10]





**Figura 22** Modelos de *Coldplate* comerciales de refrigeración líquida. [10]

#### 4.1.2 TENSIÓN EN LOS MÓDULOS TERMOELÉCTRICOS

En este prototipo utilizaremos los módulos termoeléctrico TG12-8L de Marlow Industries, inc.

La tensión generada por los módulos será la que alimente al ventilador provocando su funcionamiento o no.



**Figura 23** Módulos termoeléctrico TG12-8L de Marlow Industries, inc.

#### 4.1.3 INTERCAMBIO DE CALOR MEDIANTE *HEAT PIPE*

Como se comenta en párrafos anteriores, en este proyecto intentamos obtener una mejora de la resistencia global de un intercambiador de calor de tipo *heat pipe* utilizando el concepto de ARTE. Para el caso seleccionado tenemos un disipador de calor de aletas y tubos de la marca QUICK-OHM con una potencia máxima de disipación de 600 W, siendo esta potencia considerablemente mayor que la utilizada en el desarrollo experimental, con lo cual en principio no debería surgir ningún problema a este respecto.

El disipador utilizado consta de un total de 56 aletas con unas dimensiones:

- Área de la base, 120x156 mm<sup>2</sup>
- 10 tubos, de diámetro 8 mm y longitud de 35mm.
- Área cada aleta, 130x56 mm<sup>2</sup> (10 agujeros de diámetro 8 mm en su interior)



**Figura 24** *Heat pipe* de la marca QUICK-OHM

## 4.2. ESTUDIO PREVIO DEL COMPORTAMIENTO DEL HEAT PIPE

Antes de comenzar con las pruebas para cada uno de los distintos elementos de refrigeración hubo que realizar diversos experimentos para conocer con exactitud el comportamiento del intercambiador de tubo de calor. Dado que un elemento de comparación es el comportamiento de un *heat pipe* como disipador del calor, había que conocer cuál era la potencia máxima que podía disipar en convección natural así como qué posición era la más adecuada, si bien los *heat pipe* son capaces de funcionar en cualquier posición sin importar la dirección de la gravedad, las aletas y su posición afectan de manera crucial a la correcta disipación del calor.

En el laboratorio disponíamos únicamente de un tipo de *heat pipe*, el mejor en convección forzada, con mayor número de aletas y menor separación entre ellas.

Un paso previo antes de realizar todos los experimentos y que nos permitirá realizar una serie de supuestos que agilizarán mucho el análisis de resultados es el estudio de la eficiencia de las aletas de los distintos intercambiadores. Con ello veremos qué diferencia existe entre el calor extraído por una aleta ideal toda ella a la temperatura de la base respecto al extraído por la aleta real de nuestro intercambiador. Para ello nos basaremos en la metodología de cálculo del *Handbook of heat transfer* [4] que explicaremos a continuación.

- Eficiencia de las aletas

Como hemos dicho, *op. Cit.* nos da la manera de obtener la eficiencia para casos iguales al nuestro, como muestra la *Figura 26*.

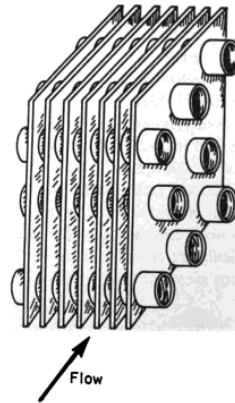
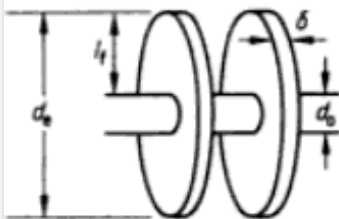


Figura 25: Flujo y aletas.

Plain, wavy, or louver fin of triangular cross section



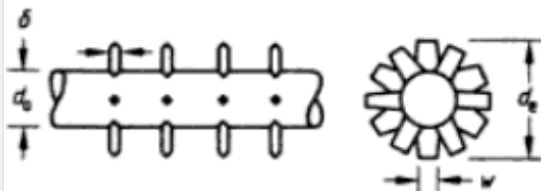
$$\eta_f = \begin{cases} a(m l_e)^{-b} & \text{for } \Phi > 0.6 + 2.257(r^*)^{-0.445} \\ \frac{\tanh \Phi}{\Phi} & \text{for } \Phi \leq 0.6 + 2.257(r^*)^{-0.445} \end{cases}$$

$$a = (r^*)^{-0.246} \quad \Phi = m l_e (r^*)^{\exp(0.13 m l_e - 1.3863)}$$

$$b = \begin{cases} 0.9107 + 0.0893 r^* & \text{for } r^* \leq 2 \\ 0.9706 + 0.17125 \ln r^* & \text{for } r^* > 2 \end{cases}$$

$$m = \left( \frac{2h}{k_f \delta} \right)^{1/2} \quad l_e = l_f + \frac{\delta}{2} \quad r^* = \frac{r_s}{r_o}$$

Circular fin



$$\eta_f = \frac{\tanh(m l_e)}{m l_e}$$

$$m = \left[ \frac{2h}{k_f \delta} \left( 1 + \frac{\delta}{w} \right) \right]^{1/2} \quad l_e = l_f + \frac{\delta}{2} \quad l_f = \frac{(d_e - d_o)}{2}$$

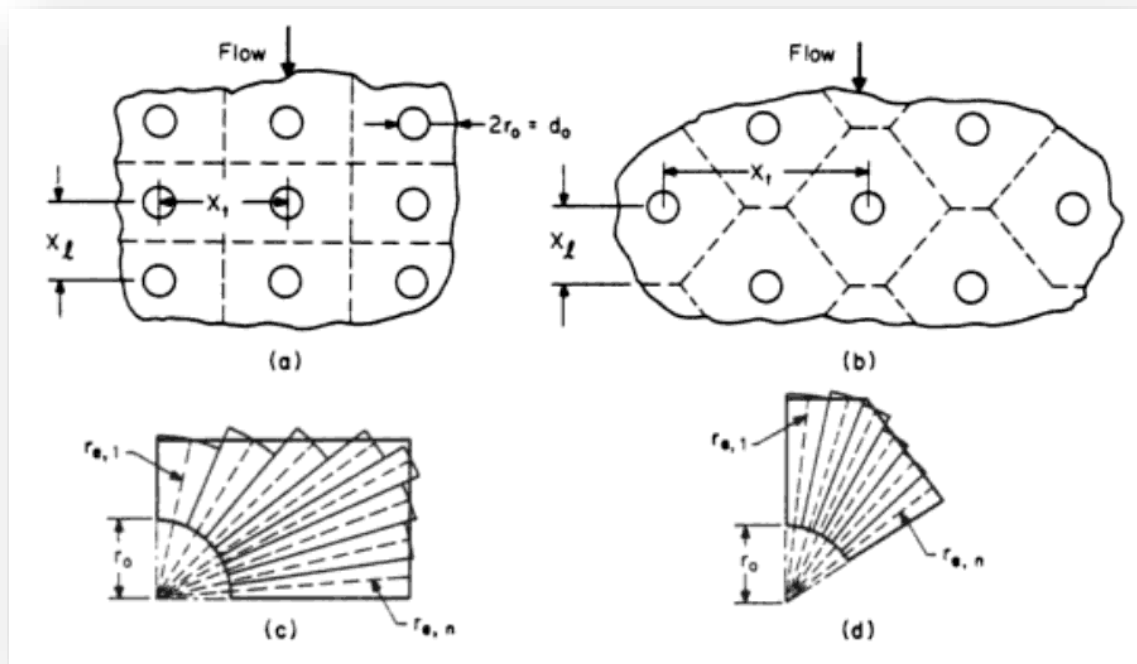
Studded fin

Rectangular fin over circular tubes

See the text.

Figura 26: Tablas para los distintos casos [4]

En esta metodología debemos seleccionar de las tablas cuál es nuestro caso particular y continuar con los cálculos que en éstas se explican. Para nuestro caso, aletas rectangulares sobre tubos circulares, vemos cómo en el cuerpo del texto nos explican cómo aplicar la analogía de aletas circulares teniendo en cuenta la disposición y las distintas dimensiones geométricas de la construcción propia de nuestro intercambiador.



**Figura 27:** Valores geométricos necesarios para la analogía circular [4]

Con los valores geométricos medidos en nuestro tipo de aletas calculamos los valores de los distintos parámetros dados en la *Figura 26* a propósito de aletas circulares y de este modo obtendremos  $\eta_f$  o la eficiencia de una de las aletas de todo el conjunto. Para obtener la eficiencia global de nuestro sistema de aletas utilizamos la siguiente ecuación que tiene en cuenta el área aleteada y el área de la base.

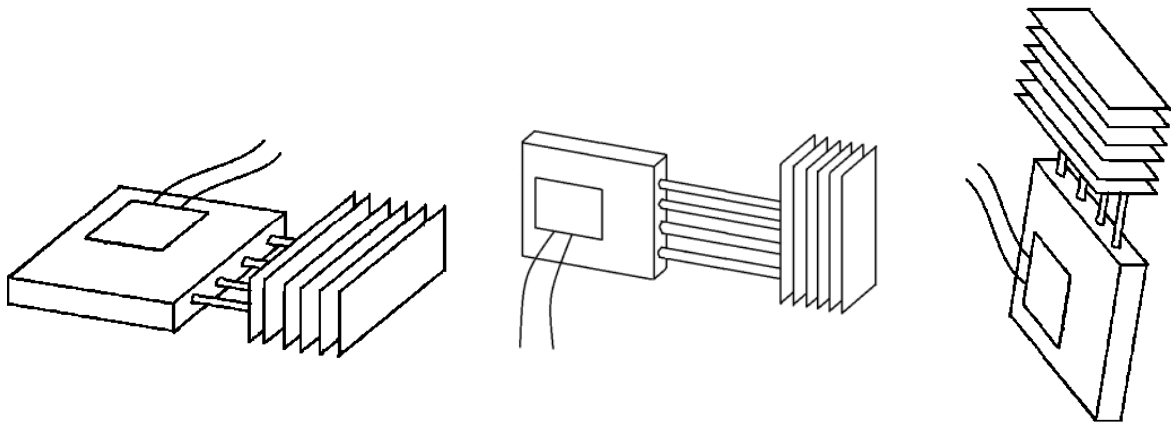
$$\eta_0 = \frac{A_p}{A} + \eta_f \cdot \frac{A_f}{A} = 1 - \frac{A_f}{A} \cdot (1 - \eta_f)$$

Realizando este cálculo para cada uno de los casos vemos como los valores obtenidos son de 0.99 %, esto nos permite suponer una eficiencia perfecta de las aletas agilizando así los cálculos y pudiendo utilizar la temperatura de los tubos como una acertada aproximación de la temperatura de las aletas.

Pasamos entonces a los distintos ensayos para conocer de forma precisa el comportamiento de este tipo de intercambiadores.

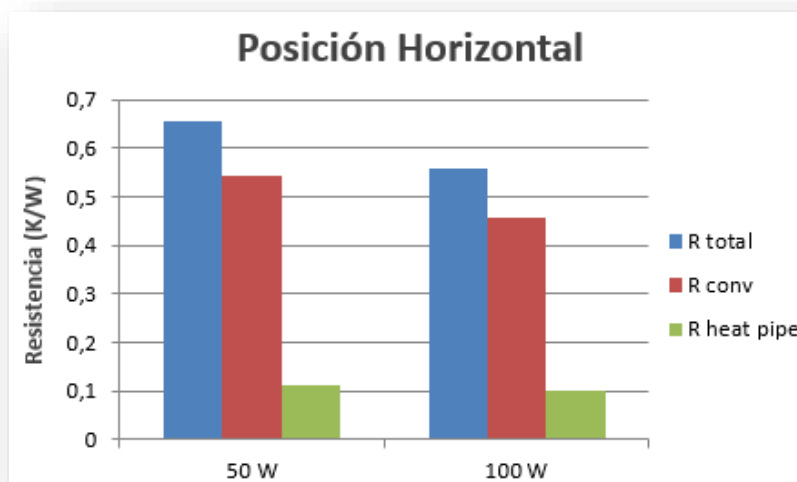
- Convección natural

Teóricamente se puede asegurar que la posición que llamamos horizontal será la mejor para la disipación de calor en convección natural, ya que exhibe la mejor sección para el flujo de aire. Tendremos a su vez, para mayor potencia térmica introducida una mejor resistencia térmica, debido al aumento de la temperatura de las aletas se mejora el coeficiente de convección natural. Para los ensayos en convección forzada pensamos que la posición no será muy relevante si bien es posible una ligera mejora en la posición de pie (la gravedad ayuda al retorno del líquido condensado).



**Figura 28:** Posiciones horizontal, de pie y vertical [1]

Por proyectos anteriores sabemos experimentalmente que efectivamente esta posición, la horizontal, es la que mejores resultados obtiene, dado que presenta una resistencia total menor que el resto de configuraciones.

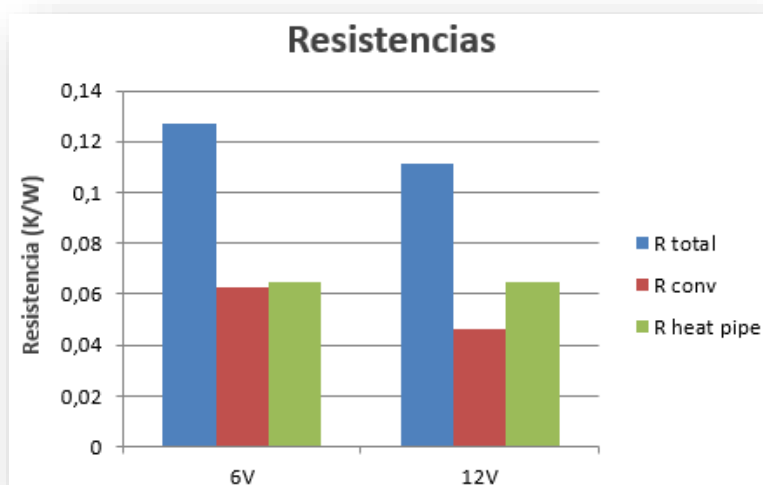


**Figura 29:** Posición horizontal del intercambiador.

Observamos también el comportamiento descendente de la resistencia con el aumento de la potencia debido a la mejora del coeficiente de convección con el aumento del salto de temperaturas.

- **Convección forzada**

Realizamos el estudio en convección forzada para una potencia de entrada de 100 W y dos tensiones diferentes del ventilador (6 y 12 V).



**Figura 30:** Resistencias térmicas del ensayo.

De esta forma se obtienen los valores de las resistencias de convección y *heat pipe*, necesarias para los estudios teóricos posteriores.

Comprobamos, a la luz de las últimas gráficas, como la resistencia térmica del *heat pipe* tiene un valor más o menos constante de 0,065 K/W independientemente del valor de la tensión (distinto flujo de aire).

Con este estudio previo podemos comprobar además como mejora la resistencia térmica total simplemente mejorando la convección, empezando con valores en convección natural de 0,45 K/W y llegando a valores de 0,065 – 0,045 K/W. Esto se debe, como ya habíamos comprobado en el estudio de convección natural, a que la mayor parte de la resistencia total es debida a la resistencia de convección, por tanto y simplemente mejorando la convección, la resistencia total disminuye drásticamente.

Extraemos también de este estudio previo el mejor valor de resistencia térmica global posible para el estudio que realizaremos, dado que lo obtenemos con el intercambiador unido directamente al foco caliente y con el ventilador funcionando en sus condiciones nominales, alimentado por una fuente de tensión independiente. De esta forma, este valor nos servirá como referencia para conocer si alcanzamos un aprovechamiento total de las capacidades del *heat pipe* en los estudios posteriores con el sistema ARTE. Dicho valor es el de una resistencia térmica global de 0,111 K/W resistencia de convección de 0,045 K/W y resistencia del *heat pipe* de 0,065 K/W .



### 4.3. METODOLOGÍA EXPERIMENTAL DEL SISTEMA ARTE Y HEAT PIPE

Apartándonos del estudio del intercambiador de calor nos centramos ahora en la parte más intrínseca al concepto ARTE, el aprovechamiento del calor que se debe evacuar para generar energía eléctrica por medio de módulos termoelectricos.

En nuestros prototipos utilizaremos los módulos termoelectricos TG12-8 de *Marlow Industries, inc.* [11] cuyas curvas de funcionamiento son las siguientes:

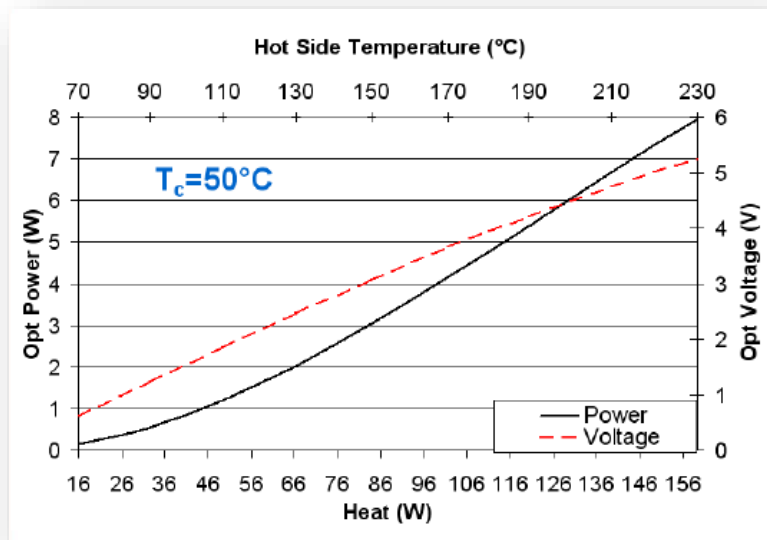


Figura 31: Curva de funcionamiento de los módulos 1.

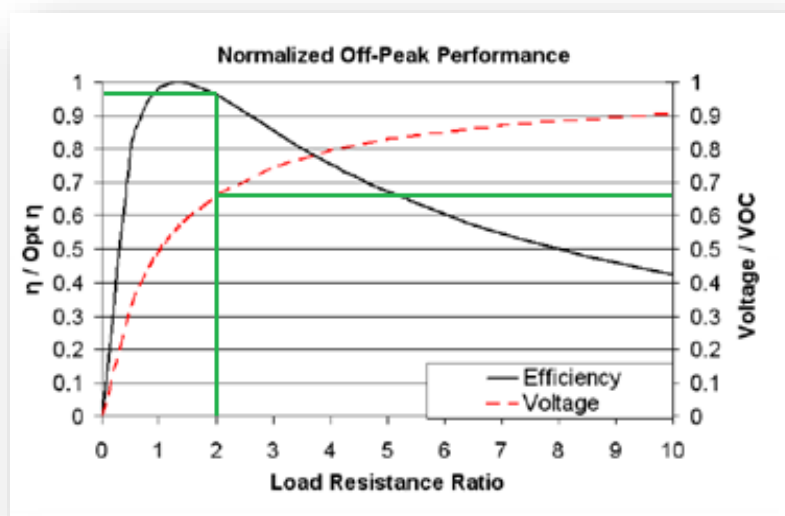
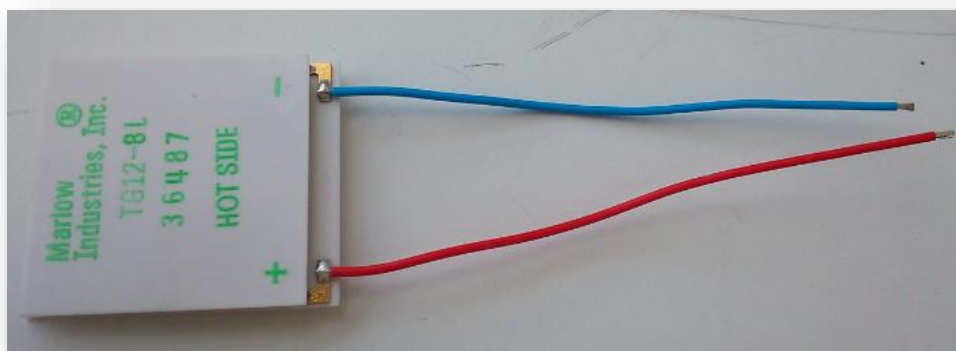


Figura 32: Curva de funcionamiento de los módulos 2.

Hot Side Temperature (°C)	230	170	110
Cold Side Temperature (°C)	50	50	50
Optimum Efficiency, $\eta$ (%)	4.97	4.08	2.39
Optimum Power (W)	7.95	4.17	1.19
Optimum Voltage (V)	5.25	3.65	1.86
Load Resistance for Opt $\eta$ ( $\Omega$ )	3.46	3.20	2.90
Open Circuit Voltage, VOC (V)	9.43	6.48	3.27
Closed Circuit Current (A)	3.38	2.60	1.48
Thermal Resistance (°C/W)	1.13	1.17	1.20

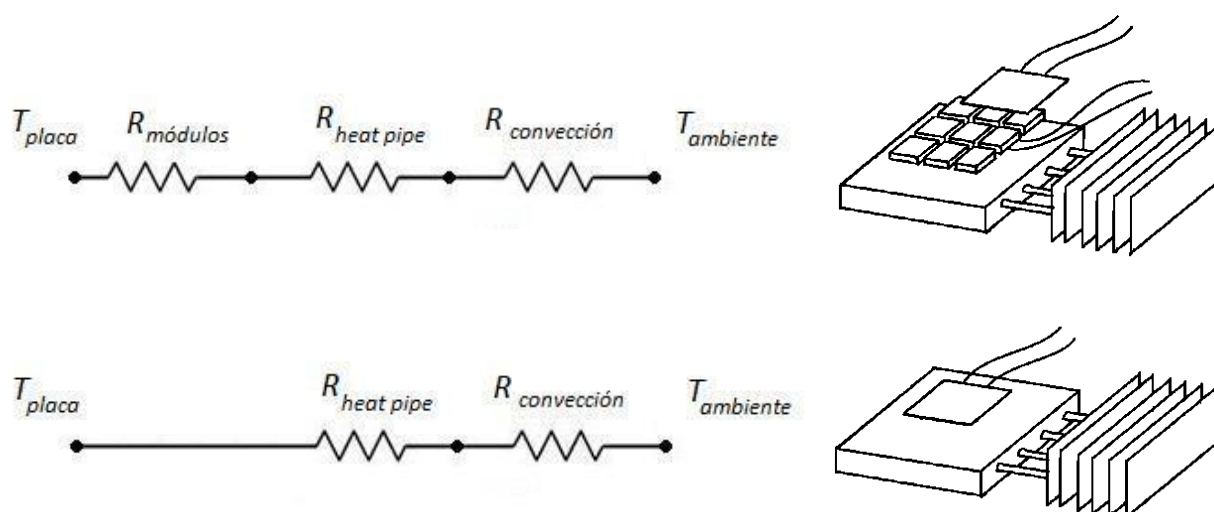
**Figura 33:** Datos de funcionamiento de los módulos (Marlow Industries, inc)



**Figura 34:** Módulo termoelectrico TG12-8

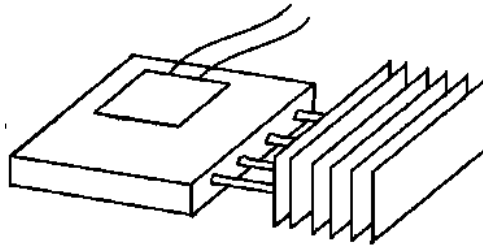
Como vemos, la resistencia eléctrica interna de las placas es de unos 2,5  $\Omega$ , dado que el ventilador que usaremos en nuestros prototipos se comporta como una resistencia de aproximadamente 30  $\Omega$ , vemos que para que nuestra aplicación funcione cerca de la eficiencia máxima y pueda mover el ventilador, es necesario que pongamos menos de 12 módulos, de otro modo el punto de funcionamiento quedaría a la izquierda del valor máximo de eficiencia y el ventilador trataría de pararse continuamente. Podría pensarse, en este caso, en poner el menor número de módulos posibles para disminuir el coste de la aplicación, sin embargo empeoraríamos la eficiencia y sobre todo la

temperatura que alcanzaría el foco caliente. Para disminuir esta temperatura es necesario meter tantos módulos termoeléctricos como sea posible. Para nuestra aplicación, por limitaciones geométricas, hemos llegado al compromiso de poner seis. De esta forma, tenemos una resistencia de salida de  $15\ \Omega$ . En consecuencia, el punto de funcionamiento está en la zona estable de la curva ya que se encuentra a la derecha del máximo. A pesar de que el ventilador seleccionado tiene una resistencia a circuito abierto de  $60\ \Omega$ , el prototipo es capaz de comenzar a moverlo y una vez en movimiento la resistencia del ventilador cae a valores cercanos a  $30\ \Omega$ , acercándose de este modo al pico de óptima eficiencia. Tenemos un ratio de resistencia de caga de  $30/15$  (2) que nos acerca mucho al punto de eficiencia máxima para funcionamiento estacionario, con lo que creemos haber acertado con el diseño.



**Figura 35:** Analogía eléctrica

Como ya sabemos por proyectos anteriores, la mejor posición es sin duda la posición que llamamos “horizontal” y también conocemos para cada tipo de intercambiador cuál es la potencia máxima que podemos utilizar para no sobrepasar el límite de las resistencias ( $120\ ^\circ\text{C}$ ).



**Figura 36:** Posición horizontal

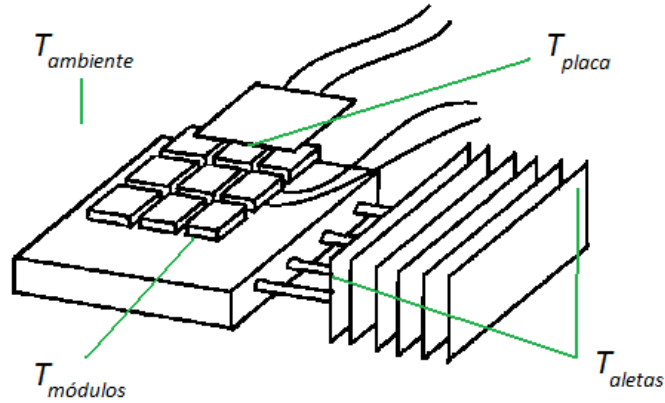
Para el prototipo ARTE, calculamos ahora cuál será la potencia térmica mínima necesaria para comenzar a mover el ventilador.

A través de los experimentos realizados al ventilador sabemos que son necesarios unos 5,5 V para que comience a moverse, dividiendo entre cada módulo vemos que necesitamos que cada módulo aporte aproximadamente 1 V de diferencia de potencial.

Mirando en la gráfica de funcionamiento de los módulos, para que obtengamos 1 V significa que debe pasar una potencia por cada módulo de aproximadamente unos 18 W térmicos (o lo que es lo mismo, un salto de temperaturas entre ambas caras de unos 20 °C) multiplicando por los 6 módulos utilizados, tenemos una potencia total de 108 W.

De esta forma somos capaces de diferenciar las dos zonas de un prototipo ARTE, una en la que la potencia térmica introducida no produce un salto de temperaturas suficiente como para que comience a moverse el ventilador y en consecuencia se empeore la disipación de calor (potencias inferiores a 100 W aproximadamente), y otra donde la potencia térmica introducida es suficiente para producir un salto de temperaturas lo bastante grande como para mover el ventilador y así mejorar la convección.

Una vez conocidos estos datos podemos dimensionar la potencia térmica que introduciremos al sistema (nuestra magnitud de entrada) de forma más precisa. Damos valores de 100 W, 150 W, 200 W y 250 W. La variable de salida que mediremos en este trabajo será la temperatura de diferentes puntos del sistema, usando para ello sondas de temperatura.



**Figura 37:** Posición y variables de medida de cada sonda

Para todos los casos las variables que utilizaremos a la hora de caracterizar el comportamiento térmico será la resistencia térmica entre el foco caliente (placa) y el ambiente. Sabiendo que esta resistencia total será suma de la resistencia de conducción en los módulos termoeléctricos, la resistencia del propio *heat pipe* y la resistencia de convección, veremos para cada caso también que magnitud adquieren estas últimas.

$$R_T = \frac{T_{placa} - T_{ambiente}}{\dot{Q}}$$

$$R_{heat\ pipe} = \frac{T_{placa} - T_{aletas}}{\dot{Q}}$$

$$R_{módulos} = \frac{T_{placa} - T_{módulos}}{\dot{Q}}$$

$$R_{convección} = \frac{T_{aletas} - T_{ambiente}}{\dot{Q}} = \frac{1}{h \cdot A}$$

- Principales elementos utilizados en el montaje

Los elementos que empleados para la construcción y experimentación en este Trabajo Fin de Grado son los siguientes.

### CONSTRUCCIÓN

#### *Resistencia eléctrica plana*



**Figura 38:** Resistencia eléctrica plana (fuente de calor).

#### *Placa de aluminio para ajustar todo el prototipo*



**Figura 39:** Placa de aluminio para ajuste.

### *Aislante térmico de lana de roca*



**Figura 40:** Lana de roca.

### *6 módulos termoeléctricos TG 12-8*



**Figura 41:** Módulos termoeléctricos TG12-8

*Pasta térmica*

*Intercambiador de calor tipo tubo (Heat Pipe)*



**Figura 42:** Heat Pipe

*Ventilador SUNON KDE1212PTB1-6ª (5,4W)*



**Figura 43:** Ventilador SUNON KDE1212PTB1-6ª (5,4W)



### *Túnel de viento heat pipe*



**Figura 44:** Túnel de viento acoplado al *Heat Pipe*

### *Tornillos y tuercas M6 y arandelas*



**Figura 45:** Tornillos y tuercas M6.

## SENSADO Y ALIMENTACIÓN:

*Sondas de temperatura por contacto NiCr-Ni marca ALMEMO. El número varía en función del prototipo.*



**Figura 46:** Sonda de temperatura NiCr-Ni marca ALMEMO. [11]

*Adquisidor de datos ALMEMO 2890-9*



**Figura 47:** Adquisidor de datos ALMEMO 2890-9

### *Ordenador y Software “AMR Data Control 4.0”*



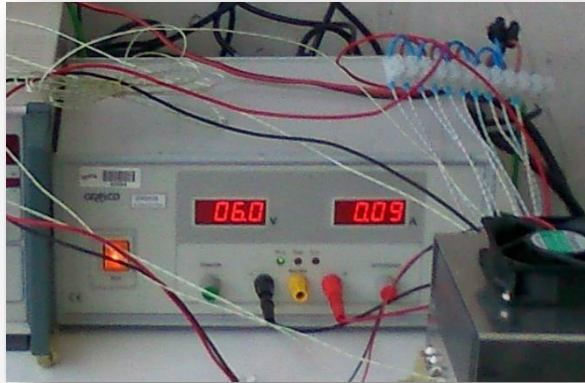
**Figura 48:** Ordenador y Software “AMR Data Control 4.0”

### *Fuente de alimentación para la resistencia térmica*



**Figura 49:** Fuente de alimentación.

### *Fuente de alimentación auxiliar*



**Figura 50:** Fuente de alimentación auxiliar.

### *Voltímetro*



**Figura 51:** Voltímetro.

Dado que hemos realizado dos experimentos a sistemas diferentes se explicará el montaje de cada uno de ellos y las diferencias entre uno y otro.

#### 4.3.1. DESCRIPCIÓN DEL MONTAJE 1 (6 MÓDULOS)

El montaje número uno consiste en un dispositivo ARTE, formado por un intercambiador de tubos de calor al que se añade un túnel de viento alimentado por seis módulos termoelectrónicos. El prototipo disipa el calor aportado por una resistencia eléctrica. Parte del sistema se encontrará aislado como se indicará más adelante.

Una de las primeras consideraciones a tener en cuenta es saber dónde colocaremos las distintas sondas de temperatura para poder medir así las magnitudes más interesantes, estas son, la temperatura de la placa (temperatura de la cara caliente de los módulos), la temperatura de los módulos (temperatura de la cara fría), la temperatura de las aletas y la temperatura ambiente.

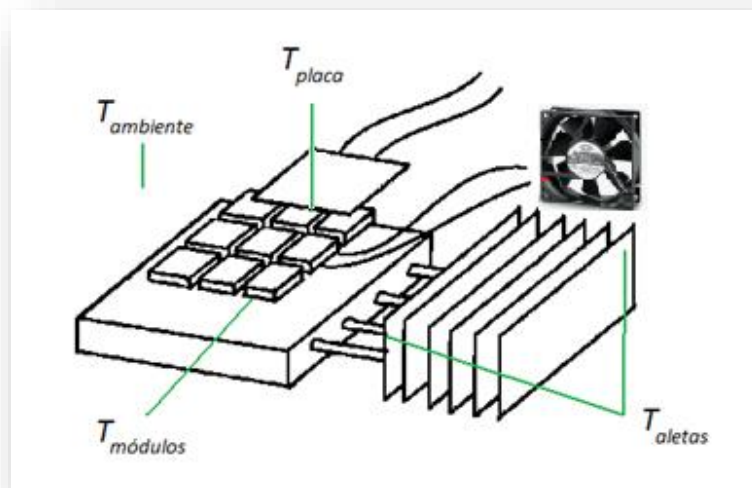
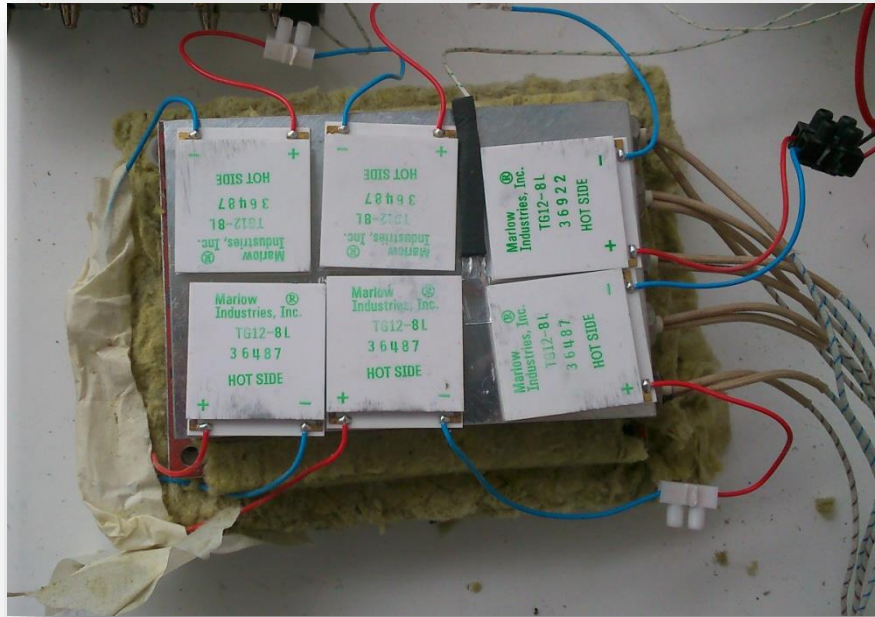


Figura 52: Sondas de temperatura

Se comienza el montaje de este prototipo colocando las sondas en los lugares indicados en la Figura 52, dado que se trata de sondas de temperatura por contacto es importante aplicar una fina capa de pasta conductora para así mejorar el contacto de las sondas y asegurar unas medidas precisas dentro de los rangos que proporcionan. Se coloca también aislante en la punta de las sondas para fijarlas a las zonas que queremos sensor.

Se aplicará también pasta térmica sobre los módulos termoelectricos para asegurar un buen contacto y los uniremos a la resistencia térmica. Antes de colocar encima el *heat pipe* es necesario realizar las conexiones eléctricas entre los módulos. Como se menciona más adelante se hace una conexión en serie con la ayuda de regletas eléctricas.

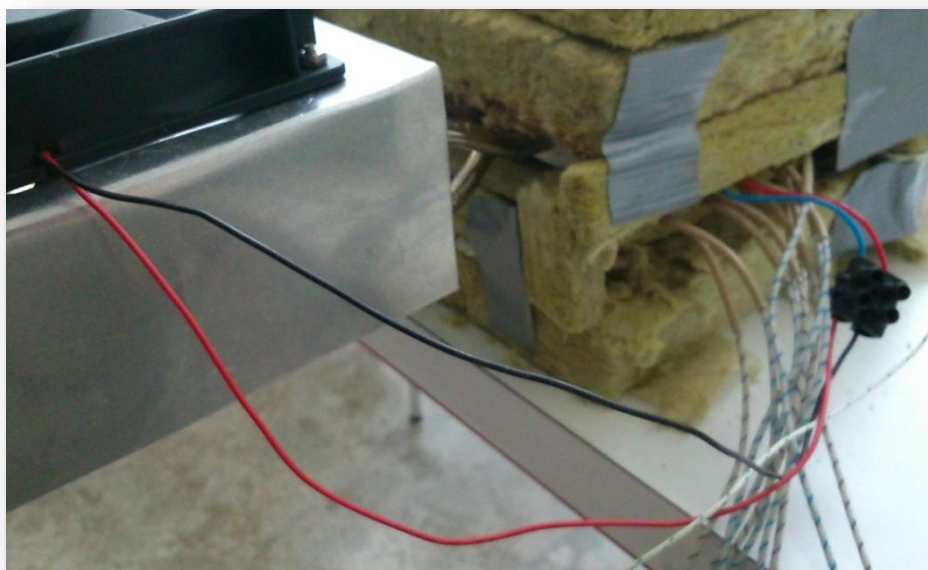


**Figura 53:** Resistencia térmica con la sonda y los módulos termoelectricos conectados

A continuación y cerciorándonos de que todos los módulos están correctamente posicionados, colocaremos el intercambiador encima de estos con su correspondiente sonda.

Apretamos todo el conjunto y asilamos el exterior con lana de roca para evitar así pérdidas de calor. Finalmente colocamos el túnel de viento sobre las aletas del *heat pipe* y conectamos el ventilador a los módulos.



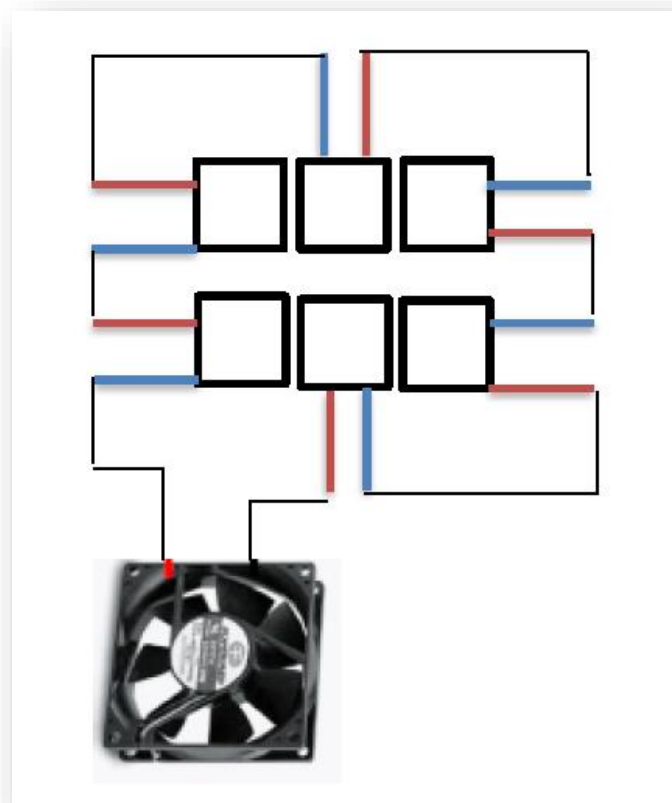


**Figura 54:** Conexión en serie del ventilador con los módulos termoelectricos



**Figura 55:** Montaje Finalizado

El esquema de las conexiones eléctricas es el siguiente:



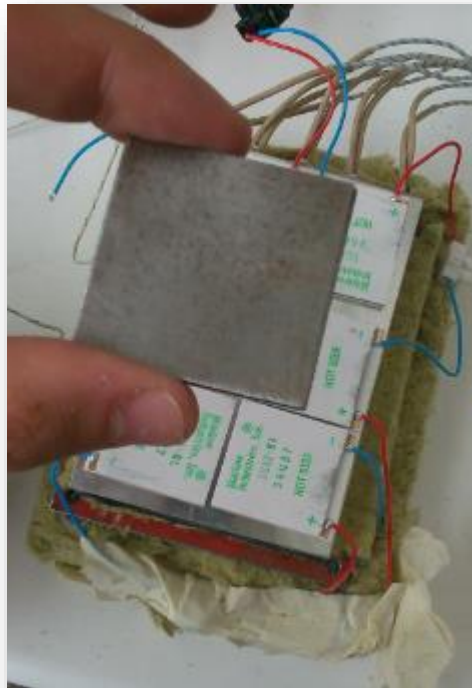
**Figura 56:** Conexión eléctrica de módulos y ventilador.

Colocamos los módulos en serie para así conseguir una tensión suficiente para alimentar el ventilador.



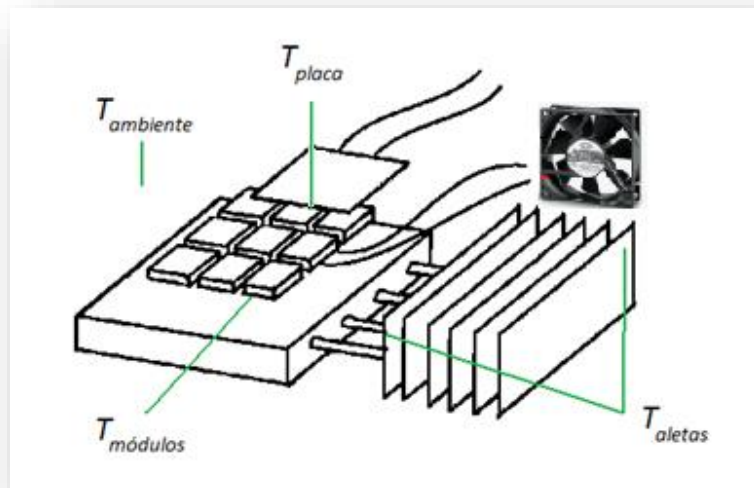
#### 4.3.2. DESCRIPCIÓN DEL MONTAJE 2 (5 MÓDULOS Y UNA PLACA DE ACERO)

El montaje número dos consiste en una modificación del dispositivo descrito en el montaje uno, se trata de un dispositivo ARTE, la diferencia que existe con el montaje uno es la que motiva el presente trabajo y busca la optimización del dispositivo. Tal modificación consiste en la sustitución de uno de los seis módulos termoeléctricos por una placa de acero de idénticas dimensiones. Mediante tal modificación lo que se consigue es un ahorro en costes (los módulos son la parte más cara del dispositivo) y se busca la reducción de la resistencia total del sistema con un aumento de la refrigeración del foco caliente.



**Figura 57:** Lámina de acero y resistencia con módulos

En lo referente a la colocación de las sondas, éstas irán colocadas en los mismos puntos que para el montaje anterior, de tal forma que permitan medir las magnitudes más interesantes, como son, la temperatura de la placa (temperatura de la cara caliente de los módulos), la temperatura de los módulos (temperatura de la cara fría), la temperatura de las aletas y la temperatura ambiente.



**Figura 58:** Disposición de las sondas de temperatura

En este caso, se sustituirá uno de los módulos centrales, y más concretamente el que no queda situado debajo de la hendidura mecanizada en la placa del *heat pipe* para la colocación de la sonda de temperatura de la cara fría de los módulos.

Será importante asegurarse de la correcta colocación de los módulos termoeléctricos y de la lámina de acero de tal forma que la lámina no quede levantada ni desviada y se consiga el mejor contacto posible. Además, para una mejora de la conducción se aplicará pasta conductora a módulos y lámina.

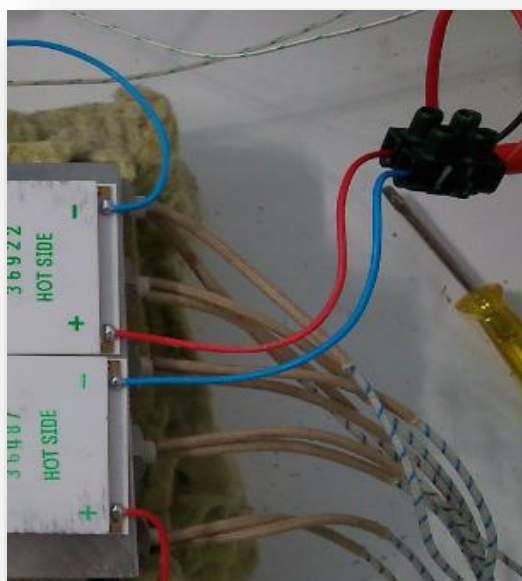


**Figura 59:** Disposición de los módulos y la placa

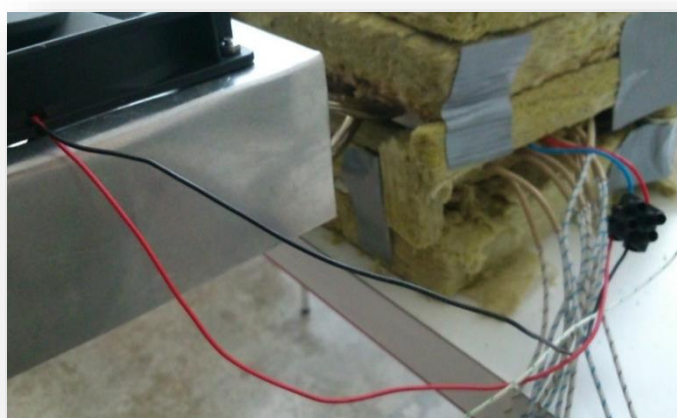
Como se puede apreciar en la *Figura 59*, la disposición se establece de tal forma que el contacto sea óptimo y la sonda de temperatura de la placa calefactora queda entre dos de los módulos, ya que si se situase debajo de alguno de ellos provocaría un desnivel que daría lugar a un peor contacto y conducción. Para evitar una mala medida de esta sonda se le aplica pasta conductora en la punta del sensor, se pega a la placa con cinta conductora y se coloca cinta térmicamente aislante encima a fin de que la medida de temperatura que se busca no quede interferida y sea lo más exacta posible.

Una vez se tienen todos los módulos y placas perfectamente situados y fijados a la resistencia se establecen las uniones a fin de cerrar el circuito eléctrico mediante la conexión de los cinco módulos en serie usando regletas para los empalmes. La conexión eléctrica de los módulos de este montaje es como la del montaje uno pero con un módulo menos en la conexión.

Se fija todo el conjunto mediante los tornillos, tuercas y usando arandelas para el reparto de presión y se aísla el exterior con lana de roca para evitar así pérdidas de calor. Finalmente colocamos el túnel de viento sobre las aletas del ventilador y conectamos el ventilador a los módulos, de tal forma que dos de los módulos van conectados al ventilador situado en el túnel de viento y buscando que las polaridades permitan un arranque correcto del mismo. En la *Figura 60* se muestra la salida de los módulos y la conexión al ventilador mediante la regleta negra.



**Figura 60:** Conexión al ventilador.



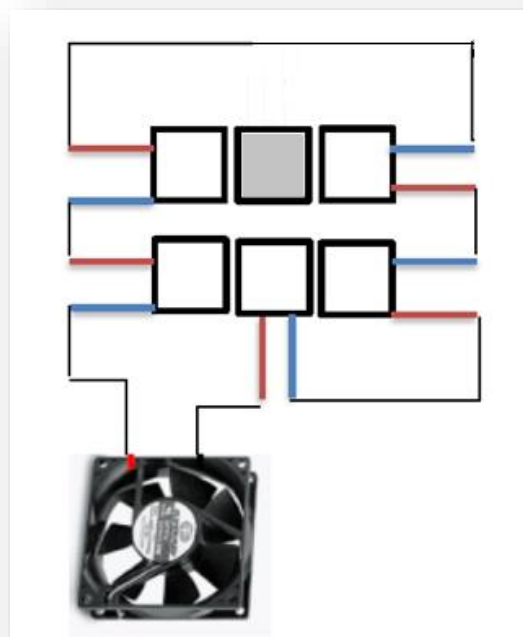
**Figura 61:** Conexión al ventilador en serie con los módulos.

Por tanto el montaje final que queda es el reflejado en la *Figura 62*.



**Figura 62:** Montaje 2 final.

El esquema eléctrico de la conexión de los módulos para este caso es el siguiente.



**Figura 63:** Esquema de conexión eléctrica de módulos y ventilador.

## 5. ANÁLISIS Y RESULTADOS

### 5.1. RESULTADOS TEÓRICOS

En este apartado se exponen tanto los cálculos teóricos como los resultados experimentales obtenidos para el caso de un montaje con seis módulos termoelectrónicos y para el caso de sustituir uno de ellos por una placa de acero de las mismas dimensiones como se describe en el apartado 4.3.2 del presente trabajo.

Al final de cada uno de los apartados se representan gráficamente los distintos valores obtenidos con el consiguiente análisis de los mismos.

El cálculo teórico se corresponde con el análisis de los distintos circuitos térmicos y eléctricos derivados de cada montaje. Para obtener los distintos valores se supondrá un salto de temperaturas entre caras de los módulos, mediante el mismo y con ayuda de las gráficas del fabricante se calcularán por interpolación los valores correspondientes acabando con la obtención de un nuevo valor de salto de temperaturas entre caras. El proceso de cálculo es iterativo, es decir, en el caso de que ese último salto de temperaturas no se corresponda con el supuesto dará lugar a un nuevo cálculo teórico y así hasta que valor supuesto y valor obtenido sean lo suficientemente parecidos como para dar por válida la iteración.

La resistencia térmica del *heat pipe* se toma como constante y se escoge su valor obtenido mediante el estudio previo del mismo reflejado en el apartado 4.2 de este trabajo.

#### Datos de partida

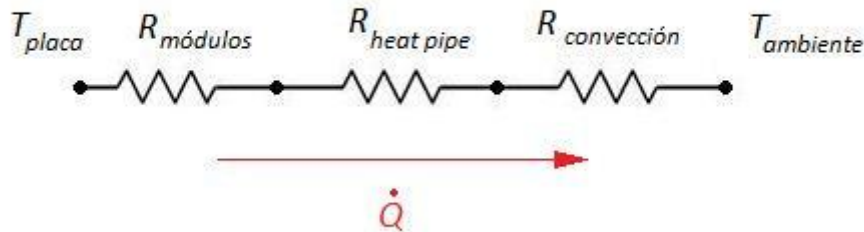
$$R_{heat\ pipe} = 0.06457\ (cte)\ K/W$$

$$R_{convección} = (Variable)\quad 6V \rightarrow 0.09\ K/W\quad 12V \rightarrow 0.07\ K/W$$

Flujo de calor ( $W$ )

Flujo de calor por unidad de área ( $W/m^2$ )

### 5.1.1. MONTAJE 1 (6 MÓDULOS TERMOELÉCTRICOS)

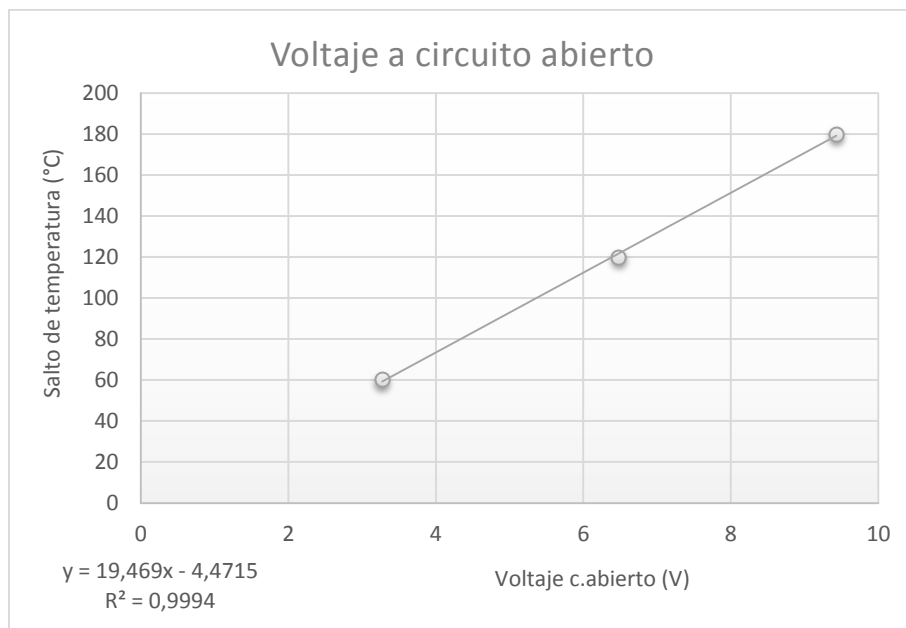


Conocemos el área de transmisión de calor  $A_{placa} = 0,0133\ m^2$

- Flujo de 100 W

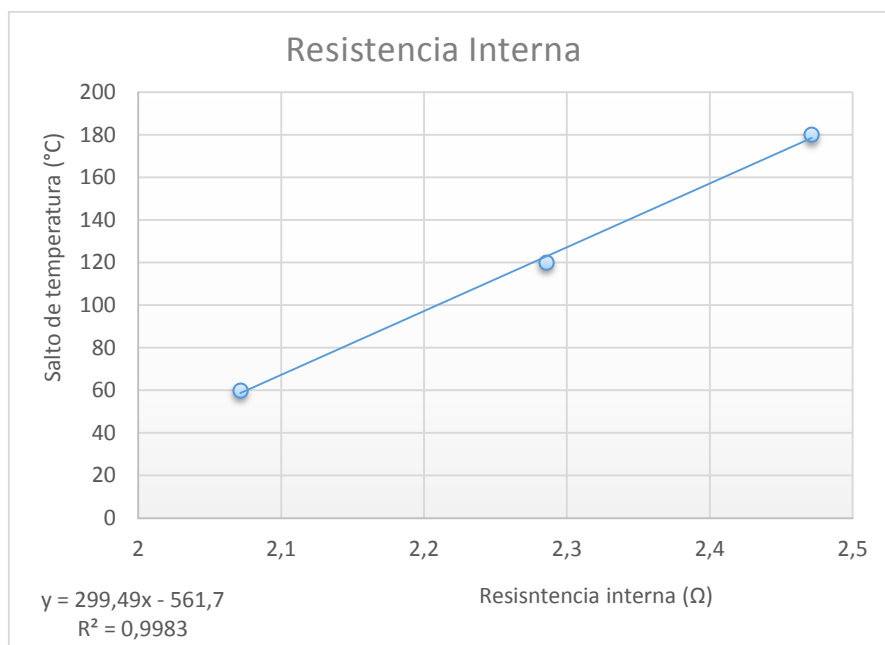
En primer lugar lo que se hace es fijar un flujo de calor, en este primer cálculo de 100 W.

Suponemos un salto de temperatura en los módulos de 45 °C y procedemos al cálculo iterativo. En realidad el salto de temperaturas en los módulos no será de 45 °C tenemos por tanto que comprobar las resistencias con éste salto de temperatura, para ello interpolamos los datos que nos proporciona el fabricante obteniendo el voltaje a circuito abierto de cada módulo, la resistencia interna de cada módulo y la resistencia térmica de los mismos.



**Figura 64:** Datos del fabricante de voltaje a circuito abierto.

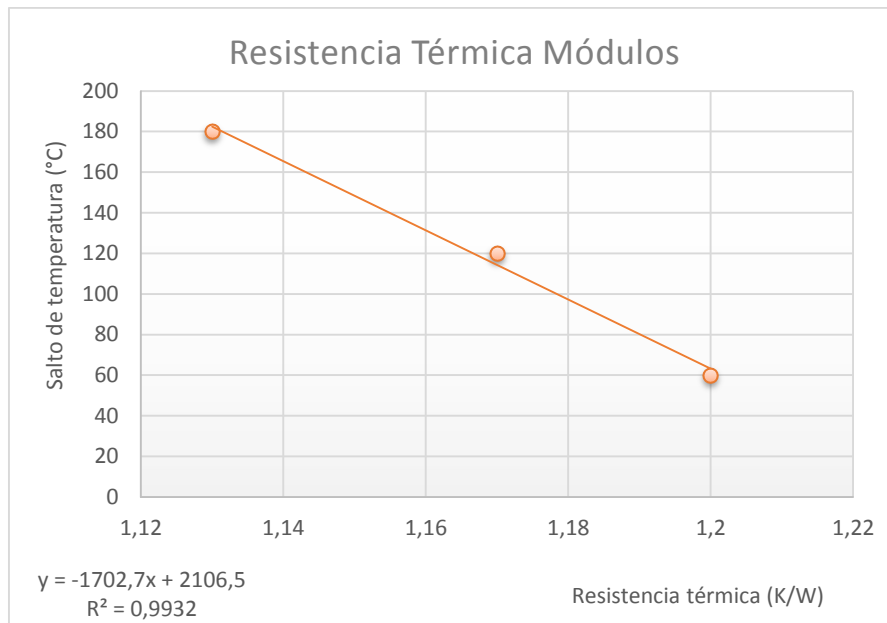
$$E_{c.abierto}(45^{\circ}\text{C}) = 2.54 \text{ V}$$



**Figura 65:** Datos del fabricante de resistencia interna.

$$R_o(45^{\circ}\text{C}) = 2.026 \, \Omega$$





**Figura 66:** Datos del fabricante de resistencia térmica de los módulos.

$$R_{cada\ módulo}(45^{\circ}C) = 1,201\ K/W$$

$$\frac{1}{R_{módulos}} = \sum \frac{1}{R_{cada\ módulo}} = \frac{6}{1.201} \rightarrow R_{módulos} = 0,202\ K/W$$

Con estos nuevos datos podemos calcular el voltaje real del ventilador, como tenemos seis módulos conectados en serie:

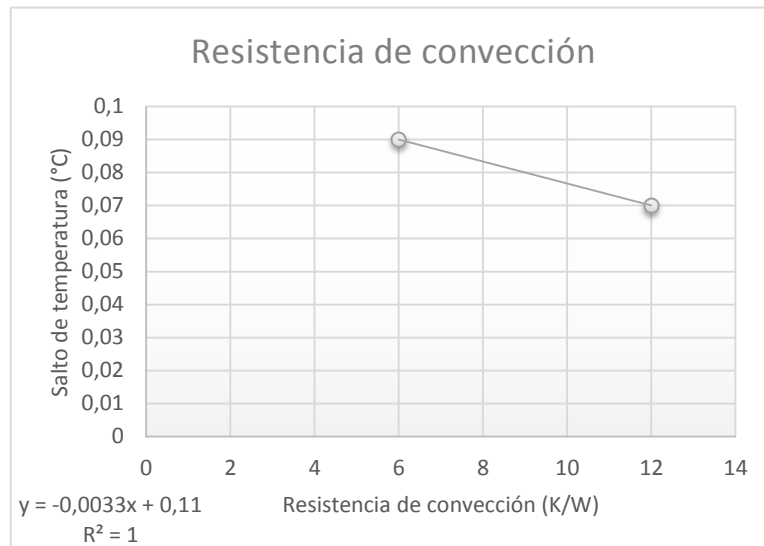
$$E_{c.abierto}(45^{\circ}C) = 6 \cdot 2.54\ V = 15.25V$$

$$R_o(45^{\circ}C) = 6 \cdot 2.026\ \Omega = 12.15\ \Omega$$

Sabemos además que la resistencia de carga del ventilador es de unos 30  $\Omega$ , mediante un divisor de resistencias obtenemos el voltaje que cae en nuestro ventilador (habíamos supuesto 6 V).

$$E_{\text{ventilador}} = \frac{E_{c.\text{abierto}} \cdot R_{\text{Load}}}{R_{\text{Load}} + R_o} = 10.85 \text{ V}$$

Para 10.85 V obtenemos un valor de la resistencia de convección utilizando la siguiente gráfica de valores conocidos.



**Figura 67:** Datos de resistencia de convección.

$$R_{\text{convección}} = 0.074 \text{ K/W}$$

Luego la resistencia térmica total será la suma de las tres anteriores.

$$R_{\text{Total}} = 0.06457 + 0.202 + 0.074 = 0.34 \text{ K/W}$$

De esta forma ya podemos calcular el salto de temperatura total

$$\dot{Q} = \frac{T_{\text{placa}} - T_{\text{ambiente}}}{R_{\text{Total}}} \rightarrow 100 \text{ W} = \frac{T_{\text{placa}} - T_{\text{ambiente}}}{0,34 \text{ K/W}}$$

$$T_{placa} - T_{ambiente} = 20.2^{\circ}\text{C}$$

Por tanto el salto de temperaturas entre los módulos será:

$$T_{módulos} = 20.2^{\circ}\text{C}$$

Ahora se debe volver a iterar con este salto de temperaturas de 20.2 °C.

$$E_{c.abierto}(20.2^{\circ}\text{C}) = 1.27 \text{ V}$$

$$R_o(20.2^{\circ}\text{C}) = 1.94 \Omega$$

$$R_{cada\ módulo}(20.2^{\circ}\text{C}) = 1,206 \text{ K/W}$$

$$\frac{1}{R_{módulos}} = \sum \frac{1}{R_{cada\ módulo}} = \frac{6}{1.206} \rightarrow R_{módulos} = 0,204 \text{ K/W}$$

$$E_{c.abierto}(20.2^{\circ}\text{C}) = 6 \cdot 1.27 \text{ V} = 7.6 \text{ V}$$

$$R_o(20.2^{\circ}\text{C}) = 6 \cdot 1.94 \Omega = 11.66 \Omega$$

$$E_{ventilador} = \frac{E_{c.abierto} \cdot R_{Load}}{R_{Load} + R_o} = 5.48 \text{ V}$$

$$P_{modulos} = \frac{V^2}{R_{Load}} = 1 \text{ W}$$

La resistencia de convección interpolando sale:

$$R_{convección} = 0.092 \text{ K/W}$$

Siendo la resistencia total:

$$R_{Total} = 0.06457 + 0.204 + 0.092 = 0.36 \text{ K/W}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_{placa} - T_{ambiente}}{R_{total}} \rightarrow 100 \text{ W} = \frac{T_{placa} - T_{ambiente}}{0,36 \text{ K/W}}$$

$$T_{placa} - T_{ambiente} = 36 \text{ °C}$$

$$T_{módulos} = 20.4 \text{ °C}$$

Como se trata de un valor de salto de temperatura entre caras de los módulos muy parecido al supuesto se da por finalizada la iteración.

Luego el salto de temperatura que tendremos para ese flujo de calor establecido será:

$$T_{placa} - T_{ambiente} = 36 \text{ °C}$$

$$Q = 100 \text{ W}$$

Para el resto de flujos se sigue el mismo proceso iterativo.

- Flujo de 150 W

En primer lugar supongo un salto de temperatura entre las caras de los módulos de 30 °C y obtengo los distintos valores de forma similar al caso anterior. Se tiene por tanto:

$$E_{c.abierto}(30^{\circ}\text{C}) = 1.77 \text{ V}$$

$$R_o(30^{\circ}\text{C}) = 1.98 \Omega$$

$$R_{cada \text{ módulo}}(30^{\circ}\text{C}) = 1,219 \text{ K/W}$$

$$\frac{1}{R_{módulos}} = \sum \frac{1}{R_{cada \text{ módulo}}} = \frac{6}{1.219} \rightarrow R_{módulos} = 0,203 \text{ K/W}$$

$$E_{c.abierto}(30^{\circ}\text{C}) = 6 \cdot 1.77 \text{ V} = 10.62 \text{ V}$$

$$R_o(30^{\circ}\text{C}) = 6 \cdot 1.98 \Omega = 11.85 \Omega$$

$$E_{ventilador} = \frac{E_{c.abierto} \cdot R_{Load}}{R_{Load} + R_o} = 7.615 \text{ V}$$

$$P_{modulos} = \frac{V^2}{R_{Load}} = 1.93 \text{ W}$$

$$R_{convección}(30^{\circ}\text{C}) = 0.085 \text{ K/W}$$

$$R_{Total} = 0.06457 + 0.203 + 0.085 = 0.35 \text{ K/W}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_{placa} - T_{ambiente}}{R_{Total}} \rightarrow 150 \text{ W} = \frac{T_{placa} - T_{ambiente}}{0,35 \text{ K/W}}$$

$$T_{placa} - T_{ambiente} = 52.9^{\circ}\text{C}$$

$$T_{módulos} = 30.5^{\circ}\text{C}$$

Como se trata de un valor de salto de temperatura entre caras de los módulos muy parecido al supuesto se da por finalizada la iteración.

$$T_{placa} - T_{ambiente} = 52.9^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 150\text{ W}$$

- Flujo de 200 W

En primer lugar supongo un salto de temperatura entre las caras de los módulos de  $40^{\circ}\text{C}$  y obtengo los distintos valores de forma similar al caso anterior. Se tiene por tanto:

$$E_{c.abierto}(40^{\circ}\text{C}) = 2.284\text{ V}$$

$$R_o(40^{\circ}\text{C}) = 2.01\ \Omega$$

$$R_{cada\ módulo}(40^{\circ}\text{C}) = 1,214\text{ K/W}$$

$$\frac{1}{R_{módulos}} = \sum \frac{1}{R_{cada\ módulo}} = \frac{6}{1.214} \rightarrow R_{módulos} = 0,202\text{ K/W}$$

$$E_{c.abierto}(40^{\circ}\text{C}) = 6 \cdot 2.284\text{ V} = 13.7\text{ V}$$

$$R_o(40^{\circ}\text{C}) = 6 \cdot 2.01\ \Omega = 12.06\ \Omega$$

$$E_{ventilador} = \frac{E_{c.abierto} \cdot R_{Load}}{R_{Load} + R_o} = 9.78\text{ V}$$

$$P_{modulos} = \frac{V^2}{R_{Load}} = 3.18\text{ W}$$

$$R_{convección}(40^{\circ}\text{C}) = 0.078\text{ K/W}$$

$$R_{Total} = 0.06457 + 0.203 + 0.078 = 0.344\text{ K/W}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_{placa} - T_{ambiente}}{R_{Total}} \rightarrow 200\text{ W} = \frac{T_{placa} - T_{ambiente}}{0,344\text{ K/W}}$$

$$T_{placa} - T_{ambiente} = 68.9^{\circ}\text{C}$$

$$T_{módulos} = 40.5^{\circ}\text{C}$$

Como se trata de un valor de salto de temperatura entre caras de los módulos muy parecido al supuesto se da por finalizada la iteración.

$$T_{placa} - T_{ambiente} = 68.9^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 200\text{ W}$$

Aplicando este proceso para diferentes flujos se tiene la *Tabla 1* que figura en la siguiente página y las gráficas correlativas a esta.

Si representamos los datos obtenidos para los distintos flujos mediante una tabla y sus posteriores gráficas tenemos, se tiene:

FLUJO (W)	Tplaca-Tamb (°C)	Rtotal (K/W)	Eventilador (V)	Pmódulos (W)
100	36	0.360	5.48	1
150	52.9	0.350	7.615	1.93
200	68.9	0.344	9.78	3.18
250	84.1	0.336	11.92	4.73
300	98.6	0.329	14.04	6.57
350	112.2	0.320	16.1	8.7
400	125.1	0.312	18.22	11.1

Tabla1

Podemos representarlo gráficamente.

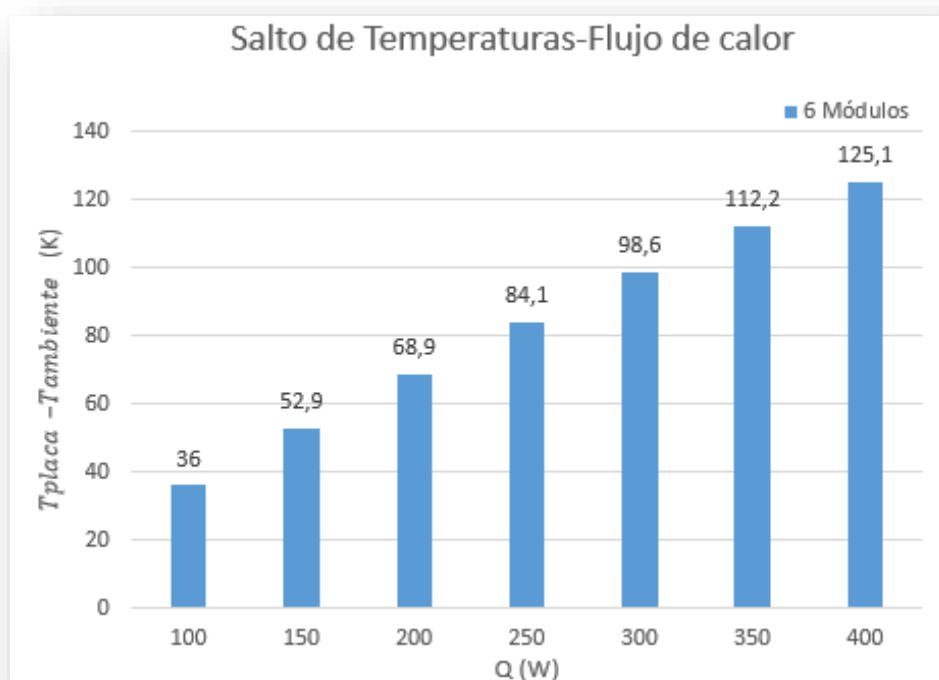
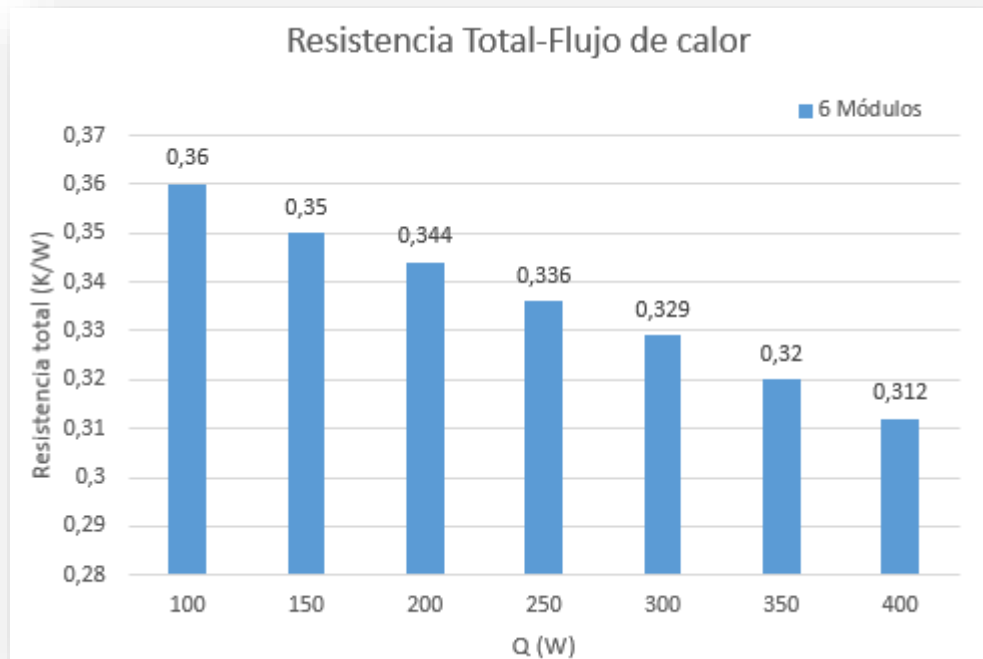


Figura 68: Salto de temperaturas en función del flujo de calor.

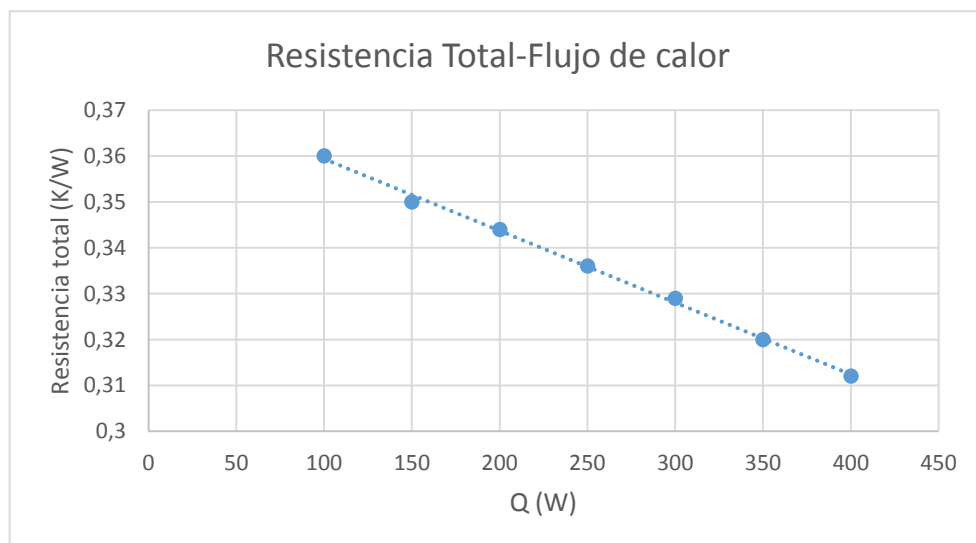


Como era de esperar al aumentar el flujo de calor también lo hace el salto de temperatura entre la placa generadora de calor y el ambiente.

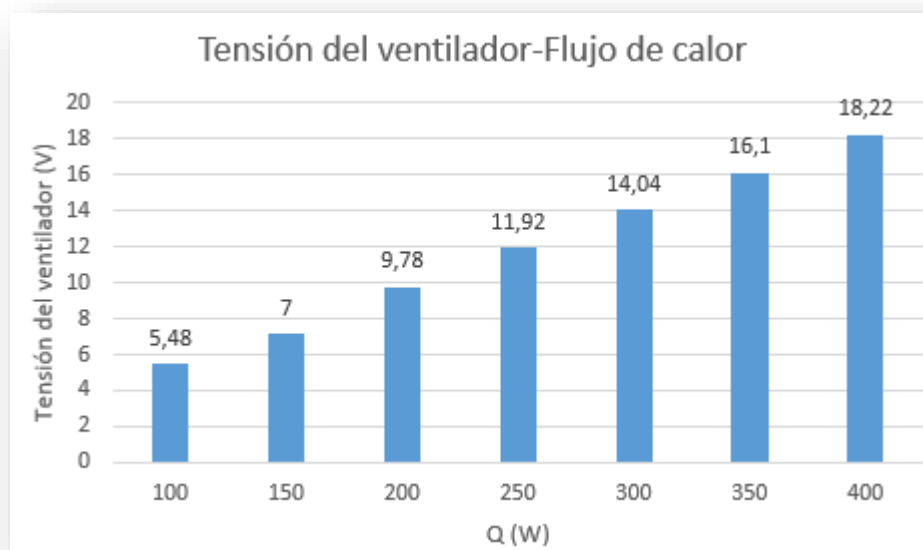
Si representamos el resto de valores obtenidos se tiene:



**Figura 69:** Resistencia total en función del flujo de calor.

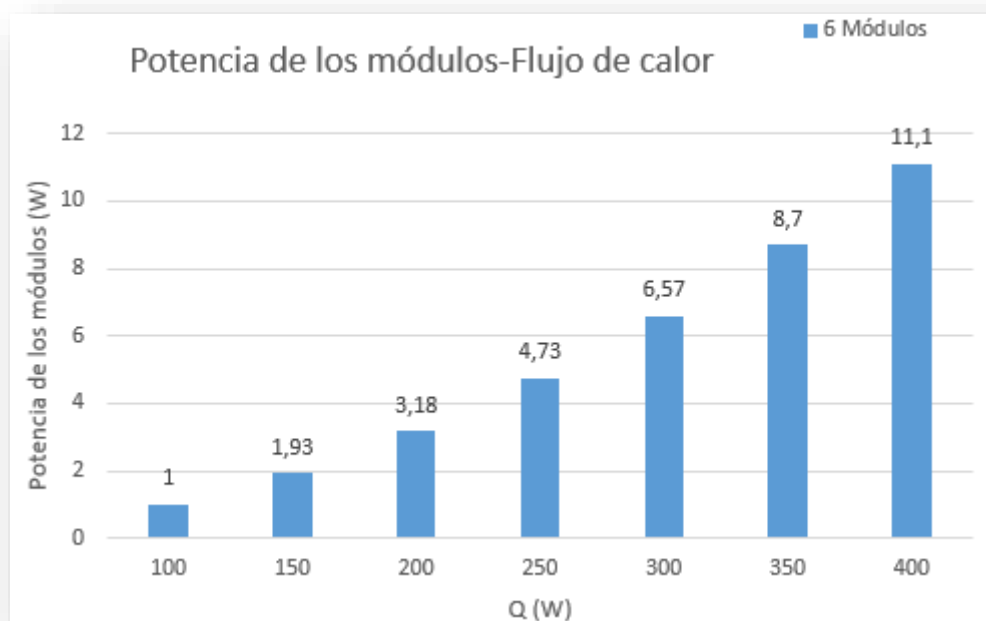


**Figura 70:** Resistencia total en función del flujo de calor.



**Figura 71:** Tensión en el ventilador en función del flujo de calor.

Se observa una relación lineal directa entre el flujo de calor y la tensión del ventilador.



**Figura 72:** Potencia de los módulos en función del flujo de calor.

A continuación se muestran los resultados obtenidos teóricamente de los valores de las distintas resistencias térmicas.

Flujo (W)	R. Módulos (K/W)	R HP (K/W)	R Convección (K/W)	R Total (K/W)
100	0,204	0,0645	0,092	0,361
150	0,203	0,0645	0,085	0,353
200	0,202	0,0645	0,078	0,345
250	0,201	0,0645	0,071	0,337
300	0,200	0,0645	0,064	0,328
350	0,199	0,0645	0,058	0,321
400	0,198	0,0645	0,050	0,313

Tabla 2

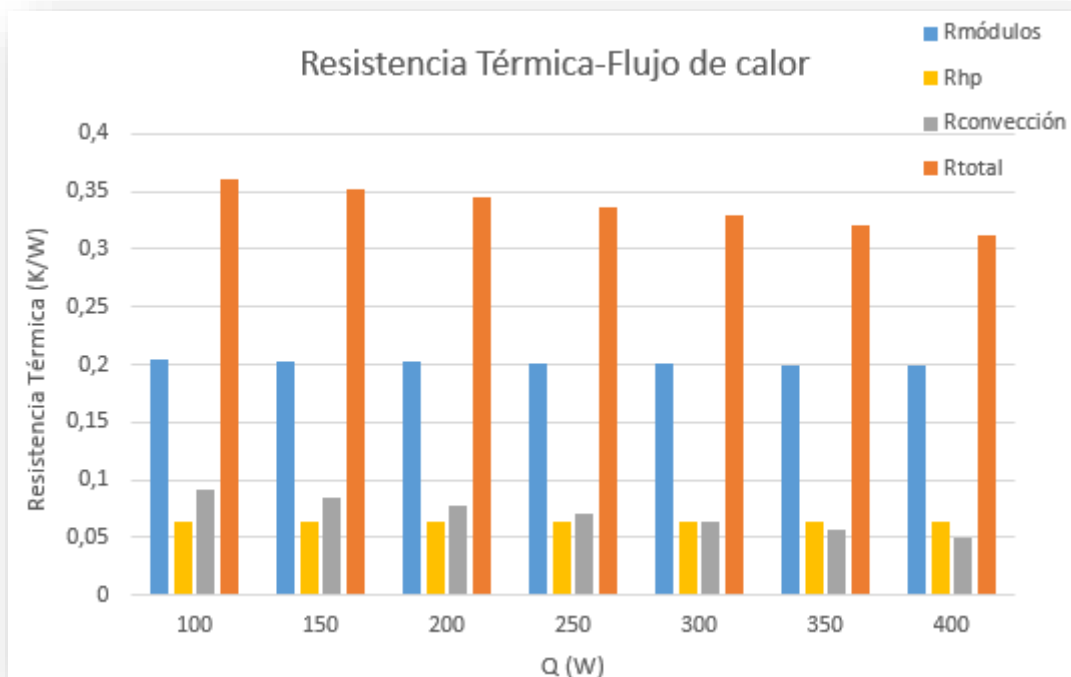


Figura 73: Resistencias térmicas en función del flujo de calor.

Analizando los resultados obtenidos en este apartado, se puede apreciar que la mayor de las resistencias del circuito térmico es la referente a los módulos termoeléctricos. Esta resistencia térmica a medida que aumentamos el flujo de calor, va descendiendo, y si comparamos su valor para el flujo de calor de 100 W con el correspondiente a 400 W, tenemos una disminución de 0.06 K/W, es decir, una reducción de aproximadamente el 4%.

Para el caso de la resistencia del *heat pipe*, como se comenta en la introducción del presente apartado, la tomamos como constante y le asignamos el valor obtenido en el ensayo previo (apartado 4.3).

En lo referente a la resistencia de convección, a medida que aumenta el flujo ésta disminuye, la explicación está en que un aumento del flujo de calor deriva en un salto mayor de temperatura en los módulos que a su vez suministran una tensión mayor al ventilador y por tanto funciona a una mayor velocidad con el consiguiente aumento del flujo de aire sobre el intercambiador. Se produce un descenso de 0.0422 K/W en la resistencia de convección ( 45% más baja) si comparamos los valores para 100 W y 400 W.

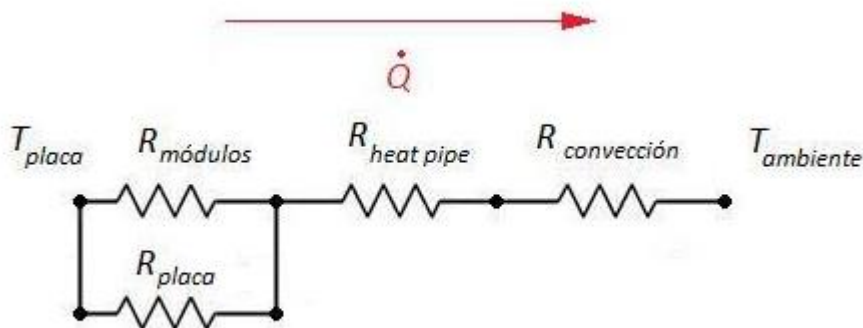
Por tanto, todo esto explica una reducción de la resistencia térmica total del dispositivo a medida que se incrementa el flujo de calor.

Un hecho destacable de este apartado, es que con seis módulos nos encontramos para algunos flujos funcionando con exceso de potencia para mover el ventilador. Además, se tiene que la resistencia de convección apenas disminuye. Todo esto podría llevarnos a situaciones contraproducentes de flujo y potencia.

### 5.1.2. MONTAJE 2 (5 MÓDULOS, 1 PLACA DE ACERO)

En el presente apartado se desarrollan los cálculos teóricos referentes a la vertiente de mejora estudiada en el mismo, es decir, se sustituye uno de los módulos por un taco de acero de igual tamaño pero con una mayor conductividad para comprobar cómo afecta a la evacuación del flujo de calor.

Al añadir una placa de acero añadimos una resistencia térmica en paralelo a la resistencia de los módulos.



Como conocemos tanto las dimensiones como la conductividad de la placa de acero, podemos calcular su resistencia térmica y por tanto la resistencia térmica total del conjunto de módulos y de la nueva placa de acero añadida.

$$R_{placa\ Acero} = \frac{e}{k \cdot A} = \frac{3,53 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{50.2 \text{ W/m} \cdot \text{K} \cdot (40,13 \cdot 10^{-3})^2 \text{ m}^2} = 0,0436 \text{ K/W}$$

Debemos tener en cuenta que el contacto con cada una de las caras de las láminas de acero no es perfecto y por tanto aparecerá otra resistencia en cada una de las dos caras y otra en el contacto intermedio del mismo que será  $0.03 \text{ K/W}$ , es decir, se sumarán tres resistencias térmicas en serie a la de  $0.0436 \text{ K/W}$ , obteniéndose:

$$R_{placa\ Acero} = 0.03 + 0.0436 + 0.03 + 0.03 = 0.1336\ K/W$$

- Flujo de calor de 100 W

### Suposición 1

El proceso iterativo de este montaje utiliza las mismas gráficas del fabricante que el anterior para la obtención y cálculo de datos. Para comenzar, como ahora tenemos 5 módulos y suponiendo un salto de temperaturas entre caras de 45 °C se obtiene:

$$E_{c.abierto}(45^{\circ}C) = 2.54V$$

$$R_o(45^{\circ}C) = 2.026\ \Omega$$

$$R_{cada\ módulo}(45^{\circ}C) = 1.211\ K/W$$

$$\frac{1}{R_{módulos}} = \sum \frac{1}{R_{cada\ módulo}} = \frac{5}{1.211} \rightarrow R_{módulos} = 0.24\ K/W$$

$$R_{módulos\ y\ placa} = \frac{R_{módulos} \cdot R_{placa}}{R_{módulos} + R_{placa}} = 0.086\ K/W$$

$$E_{c.abierto}(45^{\circ}C) = 5 \cdot 2.54\ V = 12.7V$$

$$R_o(45^{\circ}C) = 5 \cdot 2.026\ \Omega = 10.13\ \Omega$$

$$E_{ventilador} = \frac{E_{c.abierto} \cdot R_{Load}}{R_{Load} + R_o} = 9.49V$$

Para esta tensión en el ventilador, como sí puede arrancar voy a la *Figura 67* y obtengo por interpolación el valor del coeficiente de convección.

$$R_{convección}(45^{\circ}\text{C}) = 0.079 \text{ K/W}$$

Por tanto la resistencia total será:

$$R_{Total} = 0.229 \text{ K/W}$$

Como se puede comprobar, al añadir el taco de acero, la resistencia se ha reducido.

$$T_{placa} - T_{ambiente} = Q * R_{TOTAL} = 22,9^{\circ}\text{C}$$

Por tanto la temperatura después de los módulos será:

$$T_{después} - T_{ambiente} = Q * (R_{hp} + R_{conv}) = 14.3^{\circ}\text{C}$$

Obteniéndose

$$T_{placa} - T_{después} = 21.6^{\circ}\text{C} - 14.3^{\circ}\text{C} = 8.6^{\circ}\text{C}$$

## Suposición2

En realidad el salto de temperaturas en los módulos no será de  $45^{\circ}\text{C}$  sino de  $8.6^{\circ}\text{C}$  ( $Q * R_{5\text{módulos} + \text{Placa Al}}$ ), tenemos por tanto que recalcular las resistencia con éste salto de temperatura, para ello interpolamos los datos que nos proporciona el fabricante obteniendo el voltaje a circuito abierto de cada módulo, la resistencia interna de cada módulo y la resistencia térmica de los mismos.

$$E_{c.abierto}(8.6^{\circ}\text{C}) = 0.67 \text{ V}$$

$$R_o(8.6^{\circ}\text{C}) = 1.9 \Omega$$

$$R_{cada\ módulo}(8.6^{\circ}\text{C}) = 1,233 \text{ K/W}$$

Con estos nuevos datos podemos calcular el voltaje real del ventilador, como tenemos cinco módulos conectados en serie:

$$E_{c.abierto}(8.6^{\circ}\text{C}) = 5 \cdot 0,67 \text{ V} = 3,35 \text{ V}$$

$$R_o(8.6^{\circ}\text{C}) = 5 \cdot 1,9 \Omega = 9.5 \Omega$$

Sabemos además que la resistencia de carga del ventilador ( $R_{Load}$ ) es de unos  $30 \Omega$ , mediante un divisor de resistencias obtenemos el voltaje que cae en nuestro ventilador.

$$E_{ventilador} = \frac{E_{c.abierto} \cdot R_{Load}}{R_{Load} + R_o} = 2.55 \text{ V}$$

Viendo el valor obtenido para este flujo de calor podemos decir que el ventilador no funcionará ya que necesita unos 5 V para funcionar. Esto nos lleva a considerar la resistencia de convección natural para este caso.

$$R_{convección}(8.6^{\circ}\text{C}) = 0.49 \text{ K/W}$$

Dando una resistencia total de:

$$R_{Total} = 0.643 \text{ K/W}$$



Se obtienen los siguientes saltos de temperatura.

$$T_{placa} - T_{ambiente} = Q * R_{TOTAL} = 64 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{placa} - T_{después} = 8,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

El valor de esta temperatura es muy parecido al valor supuesto para la segunda iteración, por tanto se puede concluir que para este montaje no será suficiente un flujo de 100W.

- Flujo de calor de 150 W

### Suposición 1

Para el caso de 5 módulos con una placa de acero y un flujo de 150 W supongo un salto de temperaturas entre caras de los módulos de 20°C.

$$E_{c.abierto}(20^{\circ}\text{C}) = 1.26V$$

$$R_o(20^{\circ}\text{C}) = 1.94 \Omega$$

$$R_{cada \text{ módulo}}(20^{\circ}\text{C}) = 1,225 \text{ K/W}$$

$$\frac{1}{R_{módulos}} = \sum \frac{1}{R_{cada \text{ módulo}}} = \frac{5}{1.225} \rightarrow R_{módulos} = 0,245 \text{ K/W}$$

$$R_{módulos y placa} = \frac{R_{módulos} \cdot R_{placa}}{R_{módulos} + R_{placa}} = 0.0864 \text{ K/W}$$

$$E_{c.abierto}(20^{\circ}\text{C}) = 5 \cdot 1.26 \text{ V} = 6.28V$$

$$R_o(20^{\circ}\text{C}) = 5 \cdot 1.225 \Omega = 9.71 \Omega$$

$$E_{\text{ventilador}} = \frac{E_{c.abierto} \cdot R_{Load}}{R_{Load} + R_o} = 4.74V$$

Para esta tensión en el ventilador, como sí puede arrancar voy a la tabla y obtengo por interpolación el valor del coeficiente de convección.

$$R_{\text{convección}}(20^{\circ}\text{C}) = 0.094 \text{ K/W}$$

Por tanto la resistencia total será:

$$R_{\text{Total}} = 0.245 \text{ K/W}$$

Como se puede comprobar, al añadir el taco de acero, la resistencia se ha reducido.

$$T_{\text{placa}} - T_{\text{ambiente}} = Q * R_{\text{TOTAL}} = 36.8^{\circ}\text{C}$$

Por tanto la temperatura después de los módulos será:

$$T_{\text{después}} - T_{\text{ambiente}} = Q * (R_{hp} + R_{conv}) = 23.8^{\circ}\text{C}$$

Obteniéndose

$$T_{\text{placa}} - T_{\text{después}} = 12.9^{\circ}\text{C}$$

## Suposición2

En realidad el salto de temperaturas en los módulos no será de 20 °C sino de 12.9 °C ( $Q \cdot R_{\text{módulos}} + \text{Placa Ac}$ ), tenemos por tanto que recalcular las resistencia con éste salto de temperatura, lo hago con 13°C para ello interpolamos los datos que nos proporciona el fabricante obteniendo el voltaje a circuito abierto de cada módulo, la resistencia interna de cada módulo y la resistencia térmica de los mismos.

$$E_{c.abierto}(13^{\circ}\text{C}) = 0.897 \text{ V}$$

$$R_o(13^{\circ}\text{C}) = 1.92 \, \Omega$$

$$R_{\text{cada módulo}}(13^{\circ}\text{C}) = 1,23 \text{ K/W}$$

$$R_{\text{módulos y placa}} = \frac{R_{\text{módulos}} \cdot R_{\text{placa}}}{R_{\text{módulos}} + R_{\text{placa}}} = 0.0865 \text{ K/W}$$

Con estos nuevos datos podemos calcular el voltaje real del ventilador, como tenemos cinco módulos conectados en serie:

$$E_{c.abierto}(13^{\circ}\text{C}) = 5 \cdot 0.897 \text{ V} = 4.48 \text{ V}$$

$$R_o(13^{\circ}\text{C}) = 5 \cdot 1.92 \, \Omega = 9.6 \, \Omega$$

Sabemos además que la resistencia de carga del ventilador ( $R_{\text{Load}}$ ) es de unos 30  $\Omega$ , mediante un divisor de resistencias obtenemos el voltaje que cae en nuestro ventilador.

$$E_{\text{ventilador}} = \frac{E_{c.abierto} \cdot R_{\text{Load}}}{R_{\text{Load}} + R_o} = 3.4 \text{ V}$$

Viendo el valor obtenido para este flujo de calor podemos decir que el ventilador no funcionará ya que necesita unos 5 V para funcionar. Esto nos lleva a considerar la resistencia de convección natural para este caso.

$$R_{convección}(13^{\circ}\text{C}) = 0.49143 \text{ K/W}$$

Dando una resistencia total de:

$$R_{Total} = 0.64 \text{ K/W}$$

Dando los siguientes saltos de temperatura.

$$T_{placa} - T_{ambiente} = Q * R_{TOTAL} = 96.4^{\circ}\text{C}$$

$$T_{placa} - T_{después} = 13^{\circ}\text{C}$$

Valor igual al supuesto para la segunda iteración.

Por tanto se puede concluir que para este montaje no será suficiente un flujo de 150W.

- Flujo de calor de 200 W

### Suposición 1

Para el caso de 5 módulos con una placa de acero y un flujo de 200 W supongo un salto de temperaturas entre caras de los módulos de 17°C.

$$E_{c.abierto}(17^{\circ}\text{C}) = 1.1 \text{ V}$$

$$R_o(17^{\circ}\text{C}) = 1.93 \, \Omega$$

$$R_{cada \, módulo}(17^{\circ}\text{C}) = 1,228 \, K/W$$

$$\frac{1}{R_{módulos}} = \sum \frac{1}{R_{cada \, módulo}} = \frac{5}{1.228} \rightarrow R_{módulos} = 0,246 \, K/W$$

$$R_{módulos \, y \, placa} = \frac{R_{módulos} \cdot R_{placa}}{R_{módulos} + R_{placa}} = 0.0865 \, K/W$$

$$E_{c.abierto}(17^{\circ}\text{C}) = 5 \cdot 1.1 \text{ V} = 5.5 \text{ V}$$

$$R_o(17^{\circ}\text{C}) = 5 \cdot 1.93 \, \Omega = 9.63 \, \Omega$$

$$E_{ventilador} = \frac{E_{c.abierto} \cdot R_{Load}}{R_{Load} + R_o} = 4.1 \text{ V}$$

Viendo el valor obtenido para este flujo de calor podemos decir que el ventilador no funcionará ya que necesita unos 5 V para funcionar. Esto nos lleva a considerar la resistencia de convección natural para este caso.

$$R_{convección} = 0.049143 \, K/W$$

Por tanto la resistencia total será:

$$R_{Total} = 0.64 \text{ K/W}$$

Como se puede comprobar, al añadir el taco de acero, la resistencia se ha reducido.

$$T_{placa} - T_{ambiente} = Q * R_{TOTAL} = 128.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Obteniéndose

$$T_{placa} - T_{después} = 17.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Valor muy parecido al supuesto para la iteración.

Por tanto se puede concluir que para este montaje no será suficiente un flujo de 200 W.

- Flujo de calor de 250W

### Suposición 1

Para el caso de 5 módulos con una placa de acero y un flujo de 250 W supongo un salto de temperaturas entre caras de los módulos de 22°C.

$$E_{c.abierto}(22^{\circ}\text{C}) = 1.36 \text{ V}$$

$$R_o(22^{\circ}\text{C}) = 1.95 \Omega$$

$$R_{cada \text{ módulo}}(22^{\circ}\text{C}) = 1,224 \text{ K/W}$$

$$\frac{1}{R_{módulos}} = \sum \frac{1}{R_{cada \text{ módulo}}} = \frac{5}{1.224} \rightarrow R_{módulos} = 0,245 \text{ K/W}$$

$$R_{módulos y placa} = \frac{R_{módulos} \cdot R_{placa}}{R_{módulos} + R_{placa}} = 0.0864 \text{ K/W}$$

$$E_{c.abierto}(22^{\circ}\text{C}) = 5 \cdot 1.36 \text{ V} = 6.8 \text{ V}$$

$$R_o(22^{\circ}\text{C}) = 5 \cdot 1.95 \Omega = 9.75 \Omega$$

$$E_{ventilador} = \frac{E_{c.abierto} \cdot R_{Load}}{R_{Load} + R_o} = 5.13 \text{ V}$$

Para esta tensión en el ventilador, como sí puede arrancar voy a la *Figura 67* y obtengo por interpolación el valor del coeficiente de convección.

$$R_{convección} = 0.0931 \text{ K/W}$$

Por tanto la resistencia total será:

$$R_{Total} = 0.244 \text{ K/W}$$

Como se puede comprobar, al añadir el taco de acero, la resistencia se ha reducido.

$$T_{placa} - T_{ambiente} = Q * R_{TOTAL} = 61 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Por tanto la temperatura después de los módulos será:

$$T_{después} - T_{ambiente} = Q * (R_{hp} + R_{conv}) = 39.4^{\circ}\text{C}$$

Obteniéndose

$$T_{placa} - T_{después} = 21.6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Valor muy parecido al supuesto para la iteración.

Por tanto se puede concluir que para este montaje sí será suficiente un flujo de 250 W.



- Flujo de calor de 300 W

### Suposición 1

Para el caso de 5 módulos con una placa de acero y un flujo de 300 W supongo un salto de temperaturas entre caras de los módulos de 26°C.

$$E_{c.abierto}(26^{\circ}\text{C}) = 1.56 \text{ V}$$

$$R_o(26^{\circ}\text{C}) = 1.96 \Omega$$

$$R_{cada\ módulo}(26^{\circ}\text{C}) = 1,221 \text{ K/W}$$

$$\frac{1}{R_{módulos}} = \sum \frac{1}{R_{cada\ módulo}} = \frac{5}{1.221} \rightarrow R_{módulos} = 0,245 \text{ K/W}$$

$$R_{módulos\ y\ placa} = \frac{R_{módulos} \cdot R_{placa}}{R_{módulos} + R_{placa}} = 0.0863 \text{ K/W}$$

$$E_{c.abierto}(26^{\circ}\text{C}) = 5 \cdot 1.56 \text{ V} = 7.8 \text{ V}$$

$$R_o(26^{\circ}\text{C}) = 5 \cdot 1.96 \Omega = 9.81 \Omega$$

$$E_{ventilador} = \frac{E_{c.abierto} \cdot R_{Load}}{R_{Load} + R_o} = 5.9 \text{ V}$$

Viendo el valor obtenido para este flujo de calor podemos decir que el ventilador sí funcionará ya que necesita unos 5 V para hacerlo. Esto nos lleva a obtener mediante interpolación la resistencia de convección para este caso.

$$R_{convección} = 0.09307 \text{ K/W}$$

Por tanto la resistencia total será:

$$R_{Total} = 0.244 \text{ K/W}$$

Como se puede comprobar, al añadir el taco de acero, la resistencia se ha reducido.

$$T_{placa} - T_{ambiente} = Q * R_{TOTAL} = 73.2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Por tanto la temperatura después de los módulos será:

$$T_{después} - T_{ambiente} = Q * (R_{hp} + R_{conv}) = 47.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Obteniéndose

$$T_{placa} - T_{después} = 25.9 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

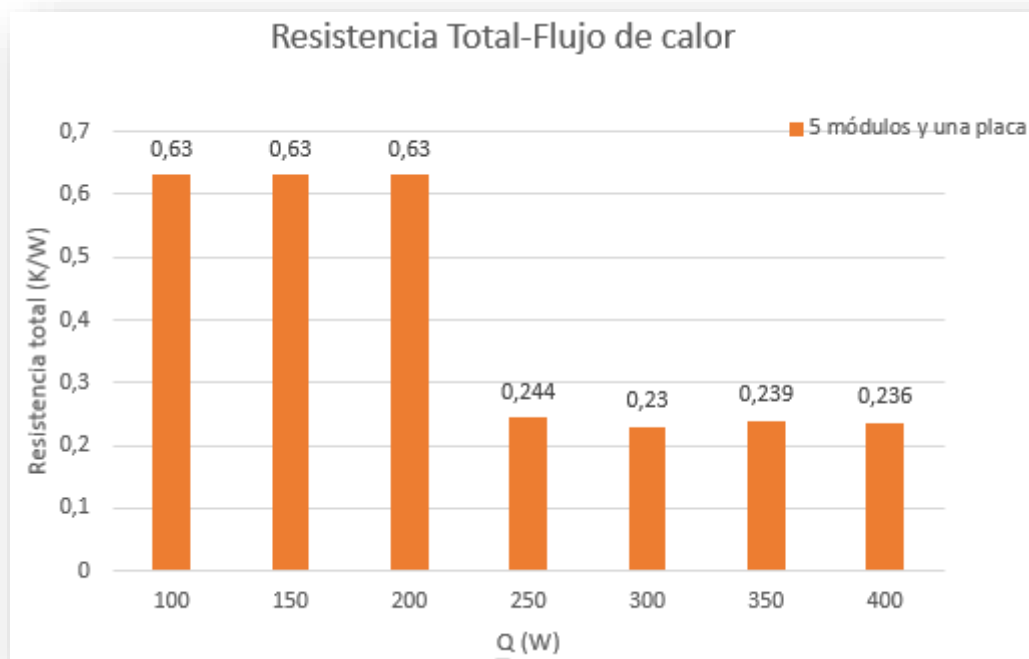
Valor muy parecido al supuesto para la iteración. Por tanto se puede concluir que para este montaje sí será suficiente un flujo de 300 W.

Para el resto de flujos la forma de proceder es la misma.

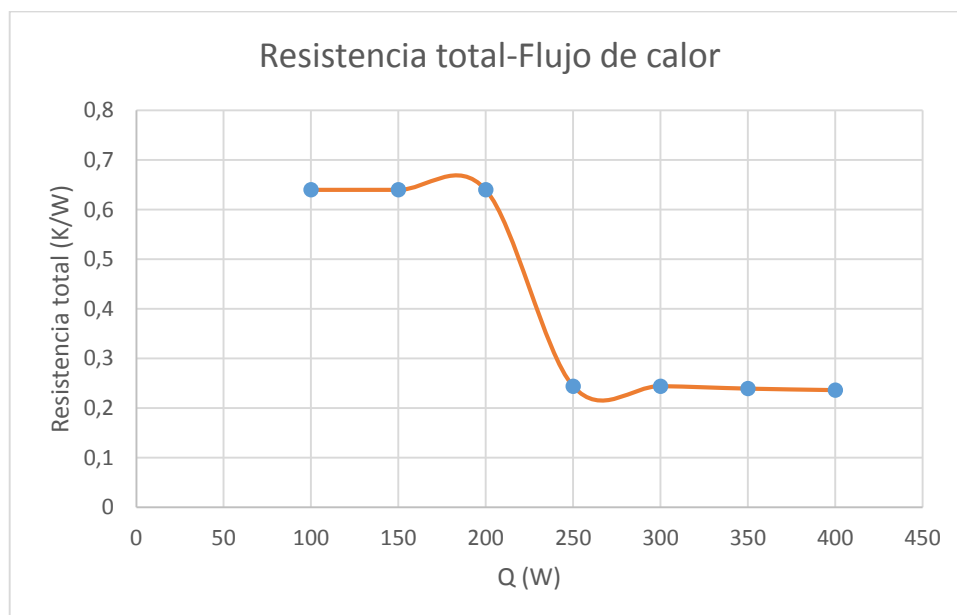
En la siguiente tabla se muestra un resumen de los valores obtenidos:

FLUJO (W)	Tplaca-Tamb (°C)	Rtotal (K/W)	Eventilador (V)	Pmódulos (W)
100	64	0,64	2,55	0,22
150	96,4	0,64	3,4	0,38
200	128,5	0,64	4,36	0,63
250	61,01	0,244	5,13	0,88
300	73,2	0,244	5,9	1,16
350	83,6	0,239	6,66	1,48
400	94,4	0,236	7,5	1,88

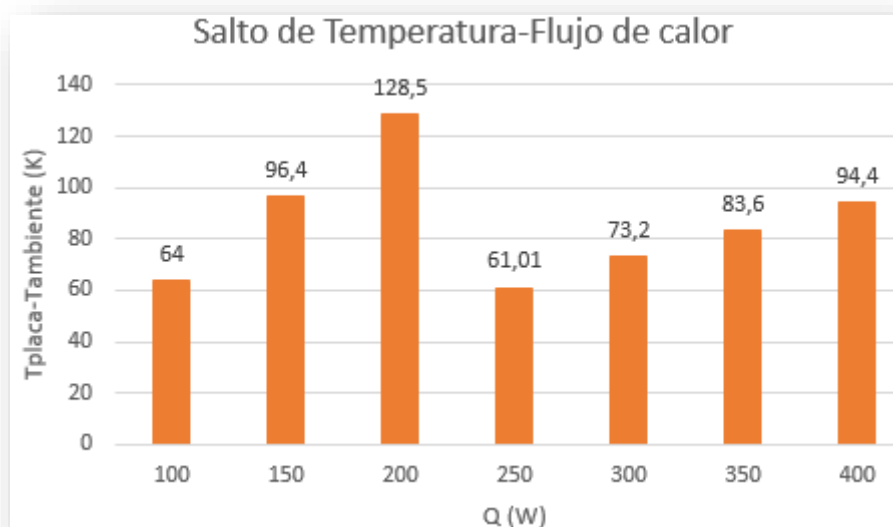
Tabla 3



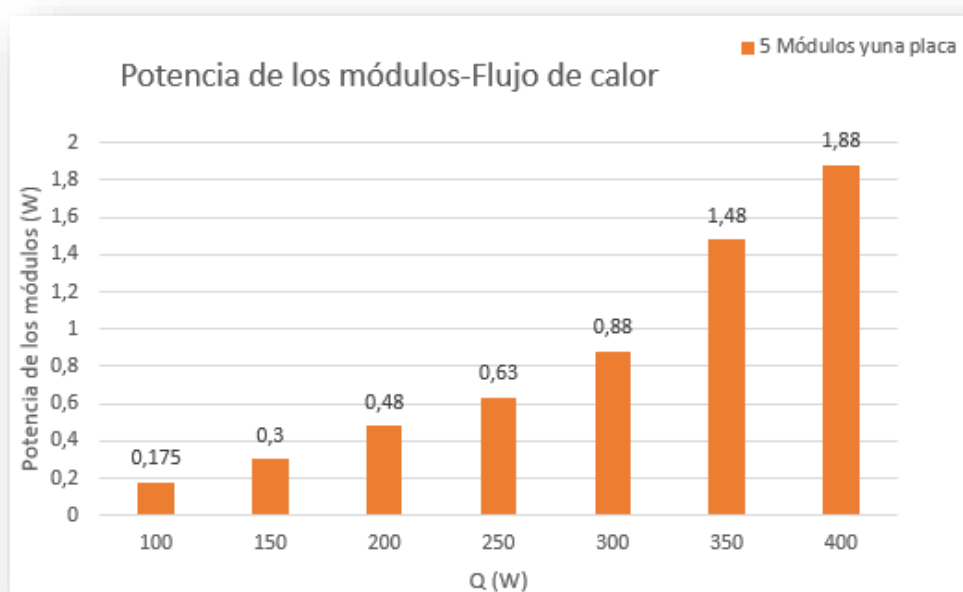
**Figura 74:** Resistencias térmica total en función del flujo de calor.



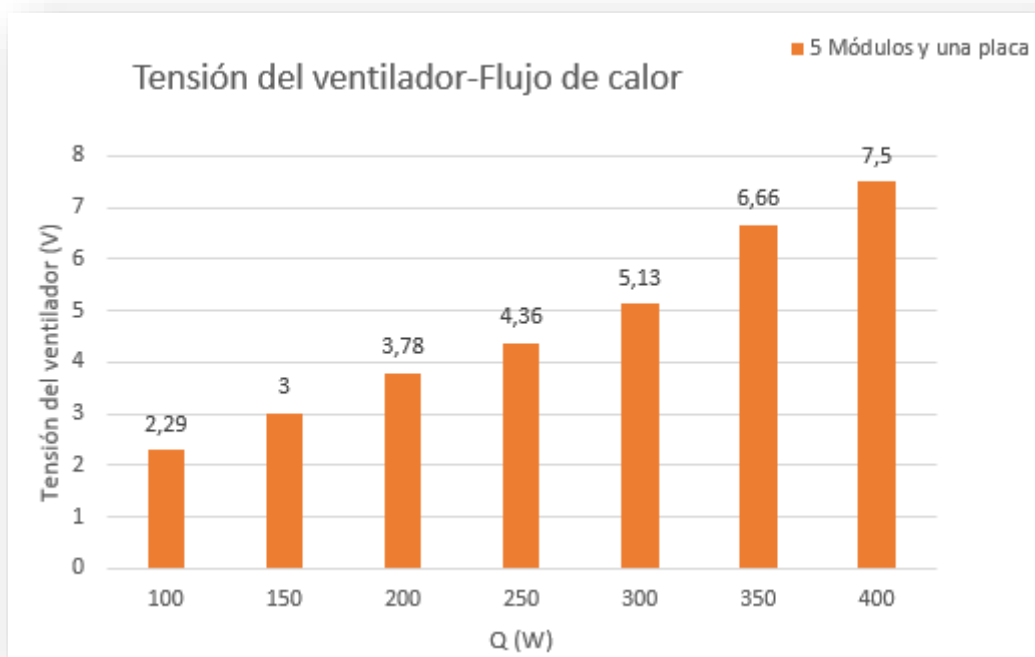
**Figura 75:** Resistencias térmica total en función del flujo de calor.



**Figura 76:** Salto de temperaturas en función del flujo de calor.



**Figura 77:** Potencia de los módulos en función del flujo de calor.

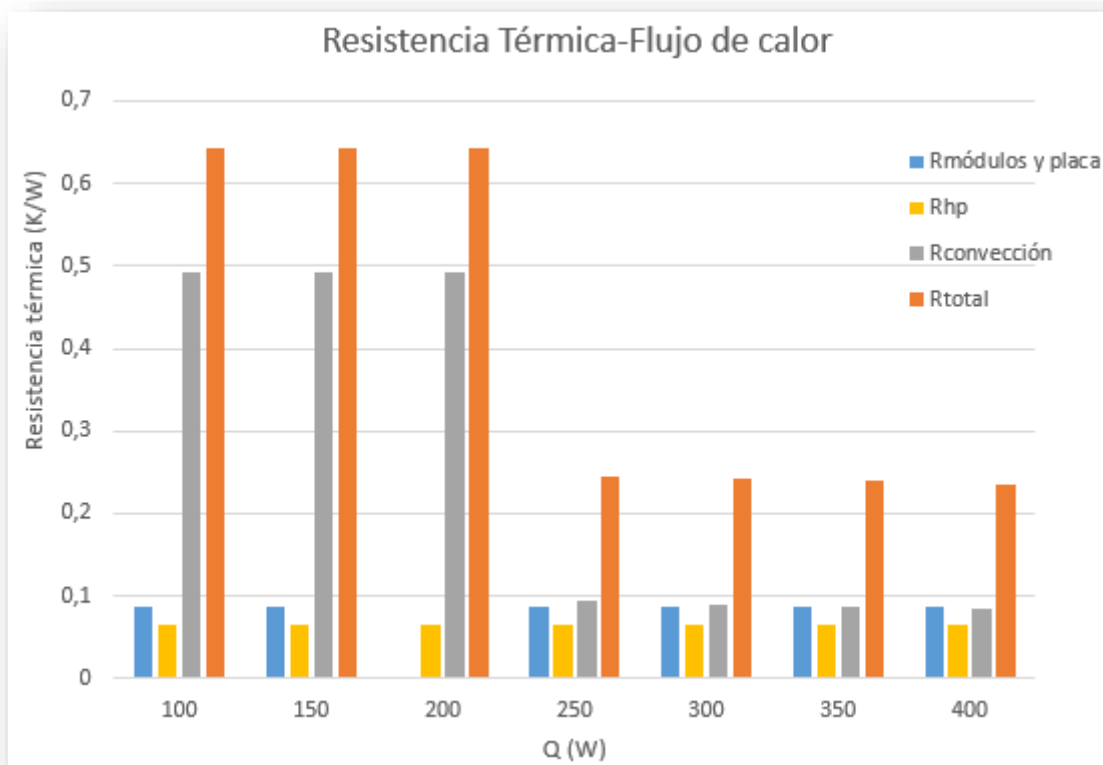


**Figura 78:** Tensión del ventilador en función del flujo de calor.

A continuación se muestran los resultados teóricos obtenidos de resistencias térmicas en función de los flujos de calor para las distintas partes.

Flujo (W)	R. Módulos (K/W)	R HP (K/W)	R Convección (K/W)	R Total (K/W)
100	0,086	0,0645	0,491	0,643
150	0,086	0,0645	0,491	0,642
200	0,086	0,0645	0,491	0,642
250	0,086	0,0645	0,093	0,244
300	0,086	0,0645	0,091	0,241
350	0,086	0,0645	0,088	0,239
400	0,086	0,0645	0,085	0,236

**Tabla 4**



**Figura 79:** Resistencias térmicas en función del flujo de calor.

Analizando los datos obtenidos, podemos visualizar en su representación gráfica una importante reducción de la resistencia de convección en el momento en que se consigue suficiente tensión como para poner en marcha el ventilador (a partir de 200 W). El funcionamiento del ventilador deriva en un aumento del coeficiente de transferencia de calor que a su vez, como se comenta un poco antes, reduce considerablemente la resistencia de convección del dispositivo y por tanto la total también.

Se tiene que con flujos mayores de 200 W los módulos presentan suficiente tensión como para poner en funcionamiento el ventilador. Se tiene que la resistencia de los módulos cae considerablemente con la sustitución de uno de ellos por la placa de acero, descendiendo desde valores en torno a 0.2 K/W hasta valores de 0.086 K/W (reducción del

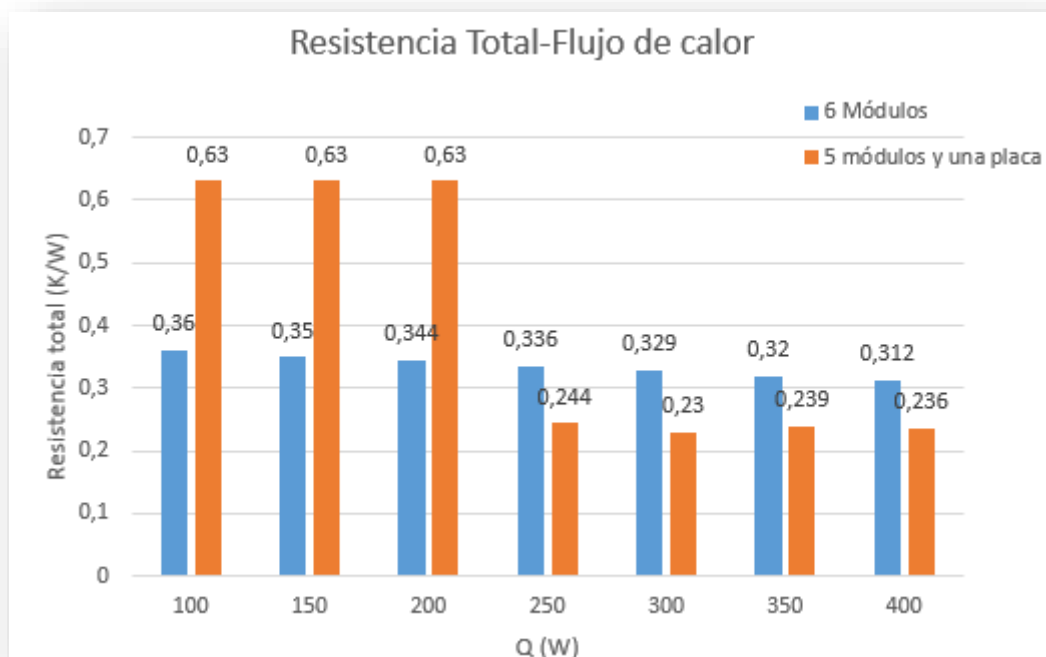
57%) y es lo que no lleva inicialmente a pensar que supondrá una mejora del dispositivo disipador estudiado.

Podemos apreciar, que la tensión de los módulos se incrementa con el flujo de tal forma que a medida que la tensión suministrada al ventilador es mayor, éste funciona a una mayor velocidad que la consiguiente reducción de la resistencia de convección. Se tiene que para flujos mayores de 200 W, con el funcionamiento del ventilador, la resistencia de convección se reduce en un 80 % , algo muy interesante, de ahí la necesidad de funcionamiento del ventilador para su efectividad de refrigeración.

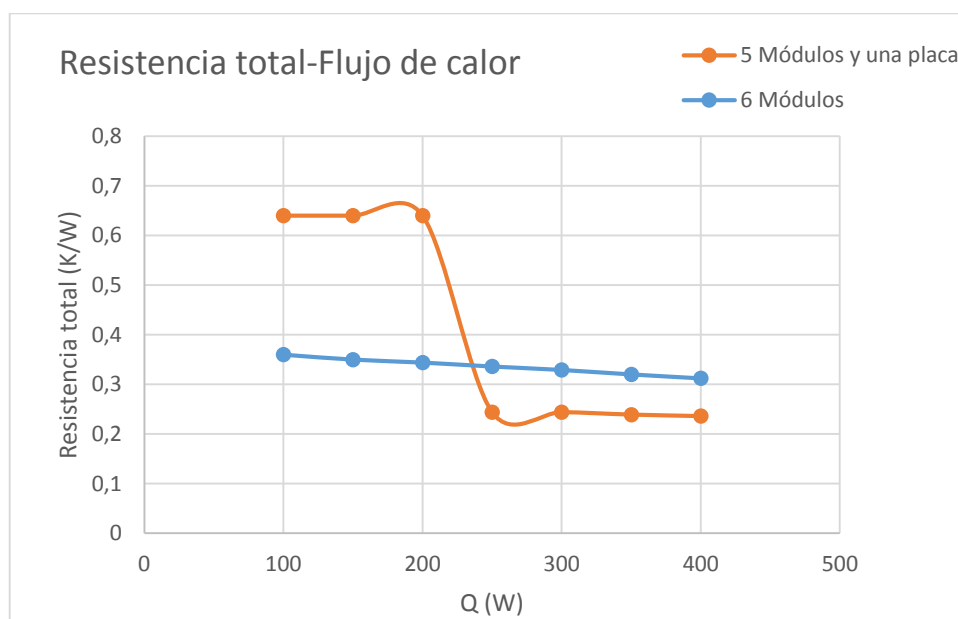
En este montaje, la resistencia que más aporta a la total es la de convección, y por tanto a partir de que el ventilador se pone en funcionamiento ambas experimentan un descenso importante (*Figura 79*), siendo la reducción de la resistencia total desde valores de 0.642 K/W hasta valores de 0.244 K/W (61 % de reducción).

### 5.1.3. COMPARATIVA

En el presente apartado se procede a la comparación de los valores teóricos para el caso de 6 módulos y el caso de sustituir uno de estos módulos por la placa de acero (5 módulos y una placa de acero).

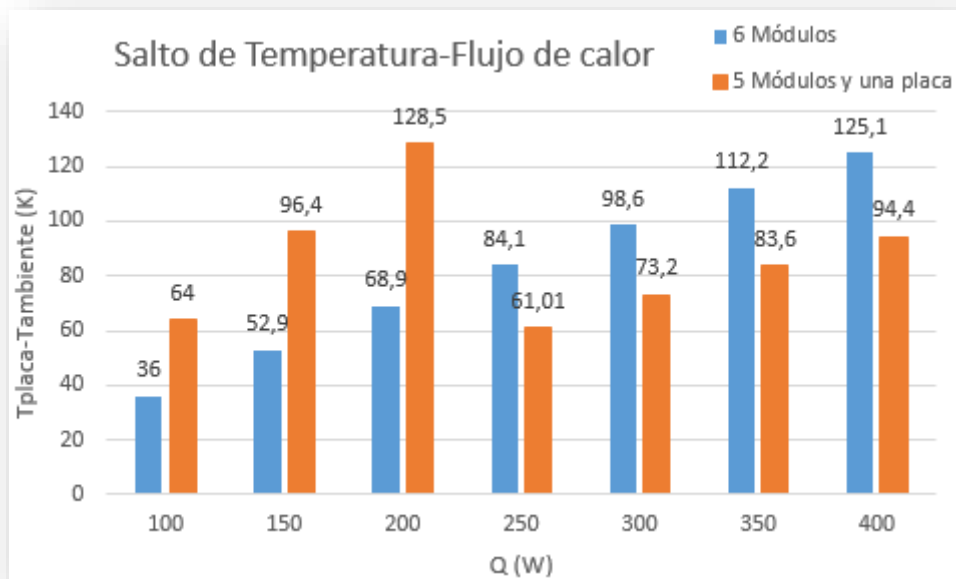


**Figura 80:** Resistencias térmicas totales en función del flujo de calor.

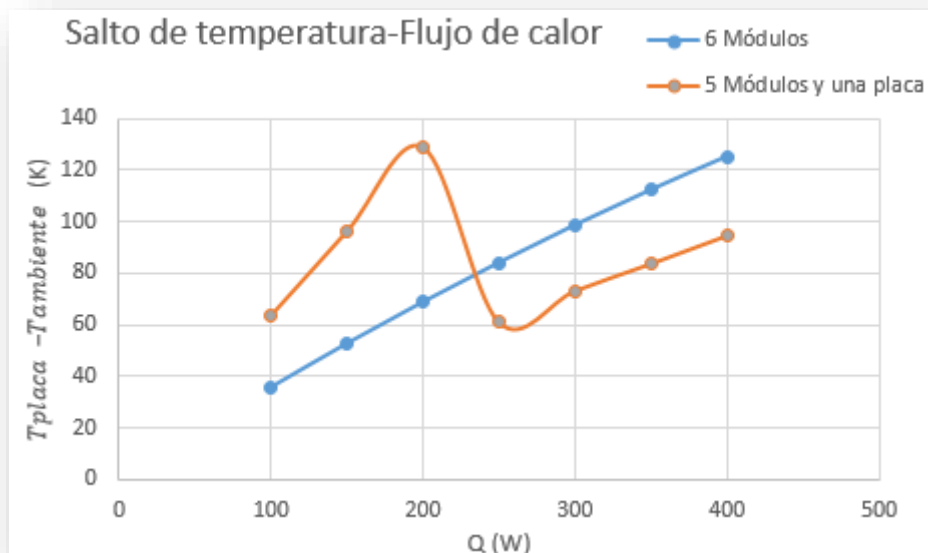


**Figura 81:** Resistencias térmicas totales en función del flujo de calor.





**Figura 82:** Salto de temperaturas en función del flujo de calor.



**Figura 83:** Salto de temperaturas en función del flujo de calor.

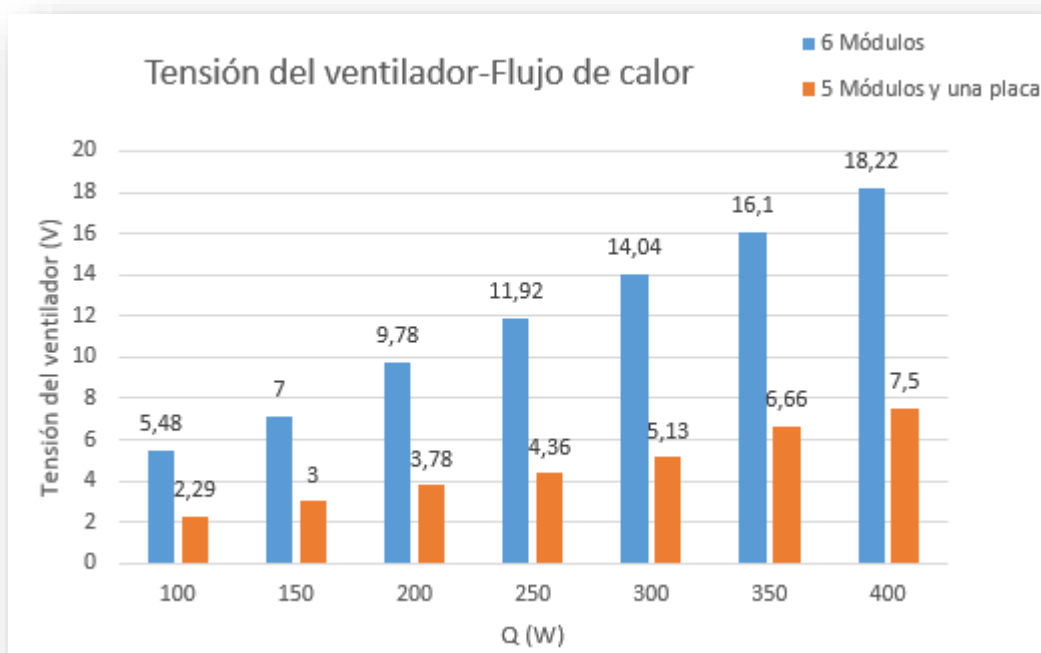
Si se analizan las curvas referentes al salto de temperatura entre placa y ambiente y la resistencia total que se obtiene en función de los distintos flujos de calor cada una, se aprecia una diferencia notable entre ambas.

Se tiene que inicialmente para el caso de los seis módulos, tanto el salto de temperatura como la resistencia total toman valores inferiores a los obtenidos para el caso de cinco módulos y una placa de acero, pero posteriormente a partir de flujos de 200 W, el segundo montaje experimenta un descenso hasta situarse en valores inferiores a los obtenidos en el montaje de seis módulos, es a partir de ese punto de intersección de curvas cuando nos interesará el montaje modificado. La explicación de esto está en el funcionamiento o no del ventilador, en el caso de los seis módulos la tensión generada es suficiente para mover el ventilador ya desde un valor de flujo de calor de 100 W, incrementando de esta forma el coeficiente de convección, y pasando de convección natural a forzada con la consiguiente reducción de la resistencia térmica total del sistema.

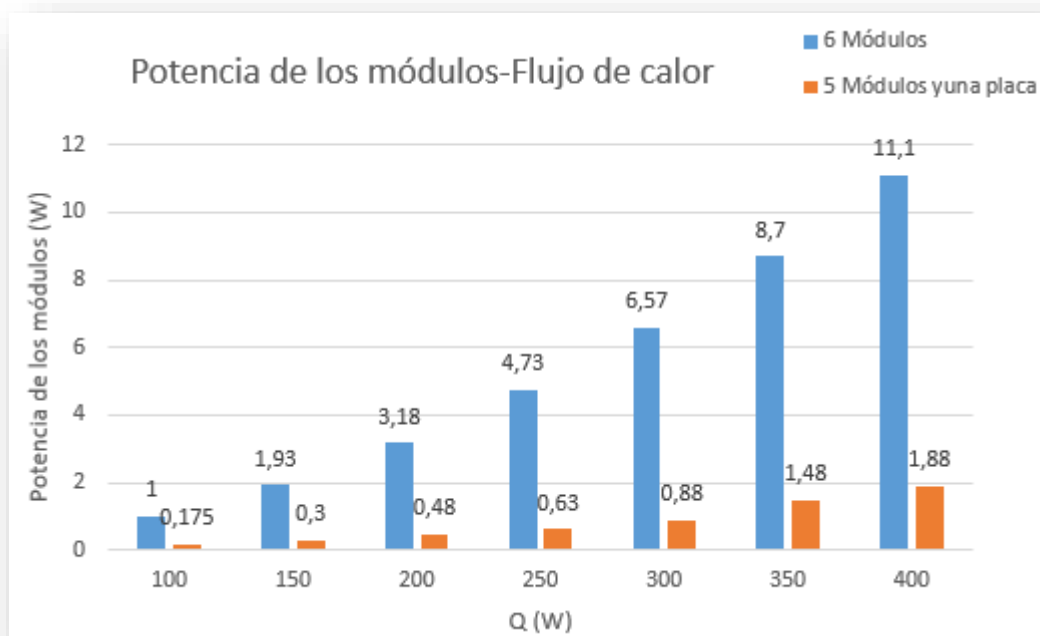
Para el caso de los cinco módulos, al no tener suficiente tensión generada para el funcionamiento del ventilador en los primeros tres flujos analizados, el coeficiente de convección es el correspondiente a convección natural y por tanto considerablemente menor que para el caso anterior. Se observa que a partir de 200 W el funcionamiento del ventilador se hace efectivo para este montaje y es entonces cuando en instantes y flujos posteriores la resistencia térmica total experimenta una caída importante.

El hecho de tener un coeficiente de convección forzada hace que la resistencia total sea menor y por tanto a partir de estos valores de flujo (flujos mayores de 200 W) nos interesará llevar a cabo un montaje con cinco módulos y una placa de acero.

La consecución de una disminución de la resistencia térmica total del sistema mediante la sustitución de un módulo termoeléctrico por una placa de acero es el objeto del presente trabajo y por tanto aquí se obtiene la justificación desde el punto de vista teórico de lo interesante que resulta en principio llevar a cabo esta modificación del montaje en cuanto a ahorro en costes (se elimina un módulo) como en la disminución de la resistencia térmica total del dispositivo del ARTE.



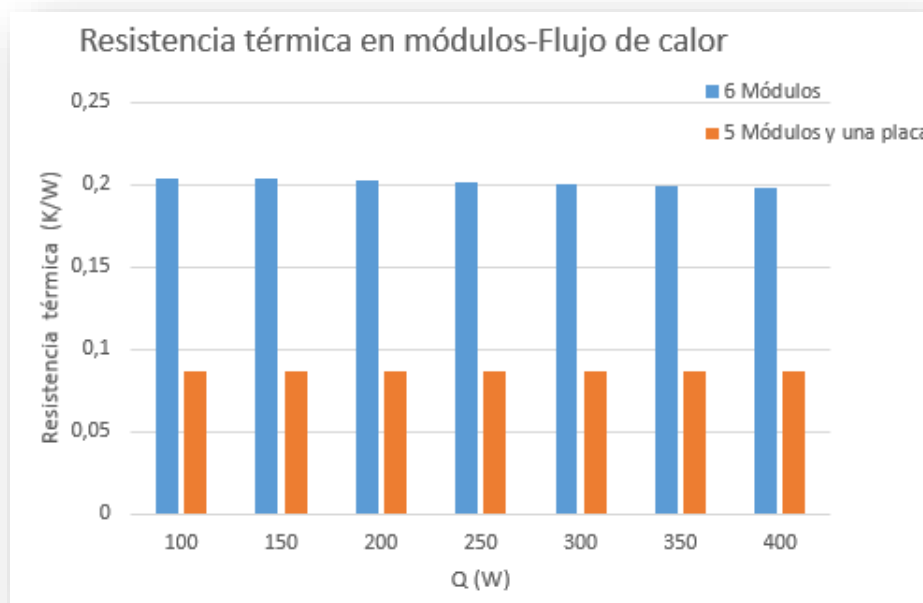
**Figura 84:** Tensiones en el ventilador en función del flujo de calor.



**Figura 85:** Potencia en los módulos en función del flujo de calor

En lo referente a las dos últimas gráficas comparativas, se puede apreciar que para el caso de los seis módulos la tensión generada es mayor que para el caso de los cinco módulos con la lámina de acero, además se puede advertir que la potencia que genera el montaje con seis módulos es bastante mayor que para el caso de cinco, algo que explica los gráficos de salto de temperaturas y resistencia total anteriormente comentados.

A continuación se representa una comparativa de las diferentes resistencias térmicas que integran el circuito térmico estudiado.



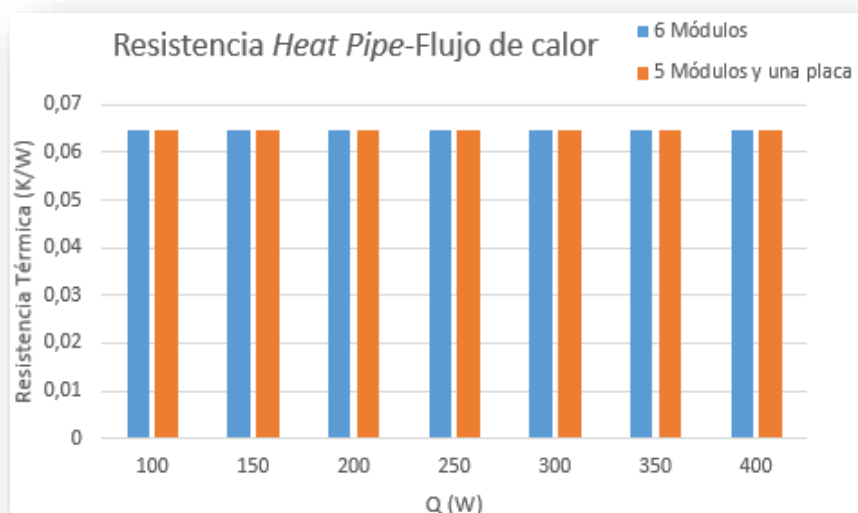
**Figura 86:** Resistencia térmica en los módulos en función del flujo de calor.

Tal y como reflejan los cálculos teóricos, existe una notable disminución de la resistencia térmica de la parte de los módulos con la sustitución de uno de ellos por una placa de acero. Se explica desde el punto de vista de la conductividad térmica ya que la placa de acero presenta una conductividad térmica mayor y por tanto una predisposición al flujo de calor mucho mayor que la de los módulos cerámicos. Como se comenta anteriormente, se tiene que con flujos mayores de 200 W los módulos presentan suficiente tensión como para poner en funcionamiento el ventilador.

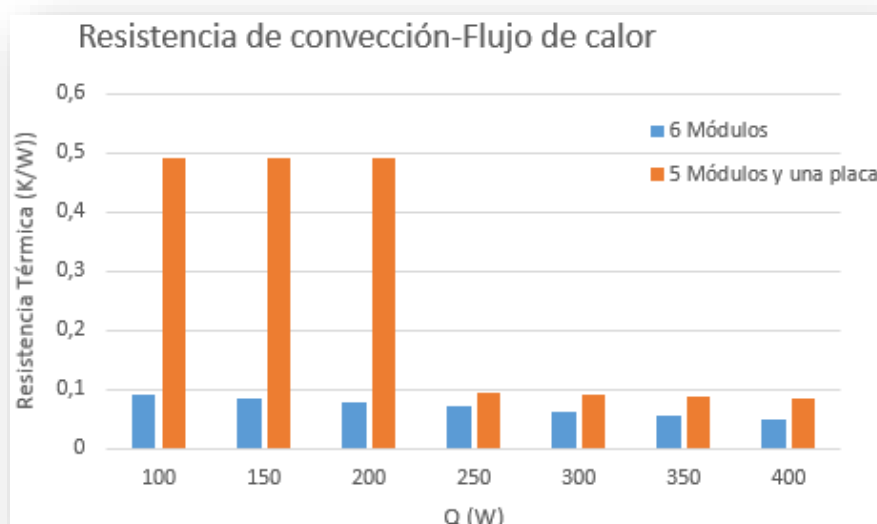
Se aprecia que la resistencia de los módulos cae considerablemente con la sustitución de uno de ellos por la placa de acero, desciende desde valores en torno a 0.2 K/W hasta

valores de 0.086 K/W (reducción del 57%) y es lo que no lleva inicialmente a pensar que supondrá una mejora del dispositivo disipador estudiado.

En el caso de la resistencia del *Heat Pipe* para el desarrollo teórico de ambos montajes se toma un valor constante de 0.0645 K/W , que se corresponde con el valor de la misma obtenida en el ensayo previo del *Heat Pipe* desarrollado en el apartado 4.2. del presente trabajo.



**Figura 87:** Resistencia térmica del *heat pipe* en función del flujo de calor.



**Figura 88:** Resistencia de convección en función del flujo de calor.

Analizando esta gráfica comparativa, se aprecia la disminución de la resistencia térmica de convección anteriormente comentada. Esta disminución coincide con el inicio del funcionamiento del ventilador (flujos superiores a 200 W) que provoca su disminución y por consiguiente la resistencia térmica del sistema en su conjunto.

Por tanto, en conclusión, mediante el montaje de los cinco módulos con la placa de acero, se logra una reducción de la resistencia térmica del dispositivo desde valores de 0.35 hasta 0.23 K/W. La razón de este fenómeno es que al sustituir un módulo por la placa de acero, la resistencia de los módulos disminuye; esto provoca una reducción en la potencia de alimentación del ventilador, que lleva a un aumento de la resistencia de convección. Sin embargo, este aumento de la resistencia de convección es menor que la reducción en la resistencia de los módulos, con lo que la resistencia total se reduce.

La solución es muy buena, ya que no sólo se elimina uno de los módulos (que son los elementos más caros del sistema) sino que la resistencia térmica total se reduce un 34%.

Cabe destacar que se requiere un flujo de calor superior a 200 W para que el ventilador empiece a funcionar; por debajo de este valor, el salto de temperatura entre caras de los módulos es demasiado pequeño y no generan suficiente potencia eléctrica para arrancar el ventilador.

Teóricamente, este dispositivo es capaz de evacuar unos 18 kW/m<sup>2</sup> para una diferencia de temperatura de 60°C entre la fuente de calor y el ambiente, salto de temperaturas que normalmente podemos encontrarnos a la hora de la refrigeración de los dispositivos electrónicos (IGBT) a la que se enfoca el presente estudio.

## 5.2. RESULTADOS EXPERIMENTALES

En este apartado se muestran los resultados obtenidos de forma experimental en el laboratorio de ensayos para los dos montajes, el primero con seis módulos termoeléctricos y el segundo y objeto de mejora del presente trabajo, con la sustitución de uno de esos módulos por una placa de acero de las mismas dimensiones. Se obtuvieron distintos saltos de temperatura para los diferentes flujos de calor, dando lugar a la obtención de los siguientes valores de resistencia térmica.

### 5.2.1. MONTAJE 1 (6 MÓDULOS TERMOELÉCTRICOS)

Flujo (W)	R. Módulos (K/W)	R HP (K/W)	R Convección (K/W)	R Total (K/W)
100	0.307	0.063	0.076	0.445
150	0.296	0.058	0.057	0.411
200	0.287	0.055	0.043	0.385
250	0.281	0.052	0.037	0.370

Tabla 5

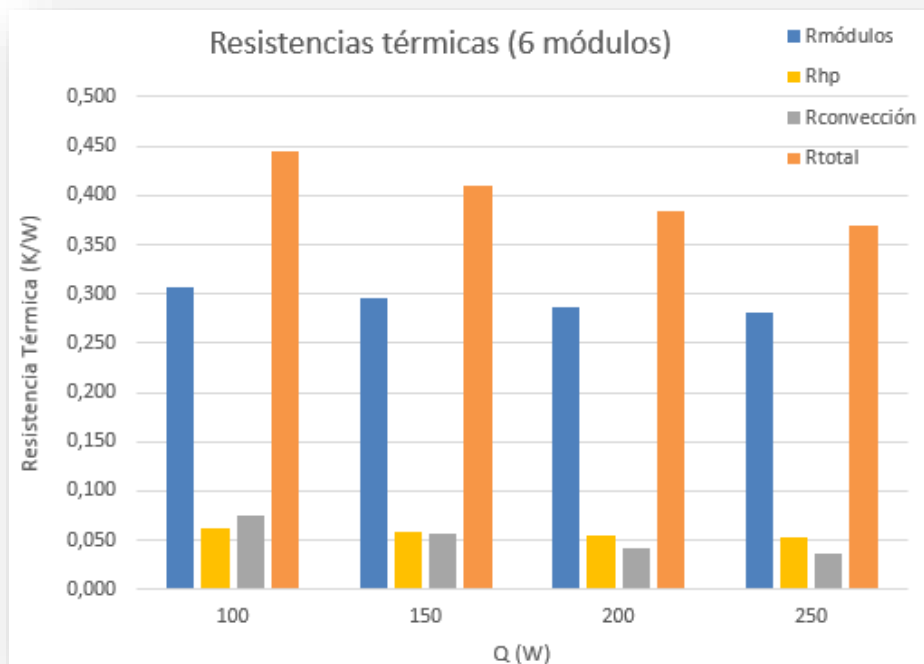
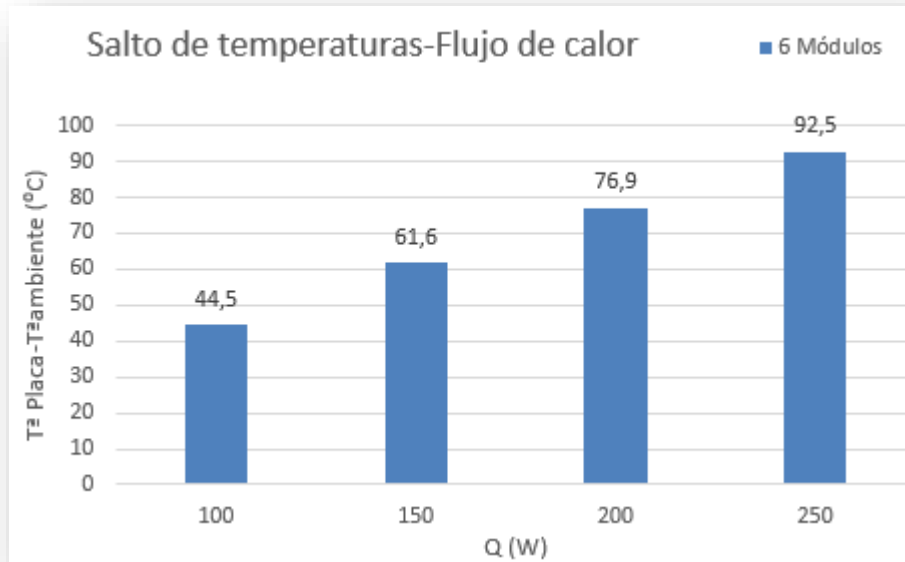
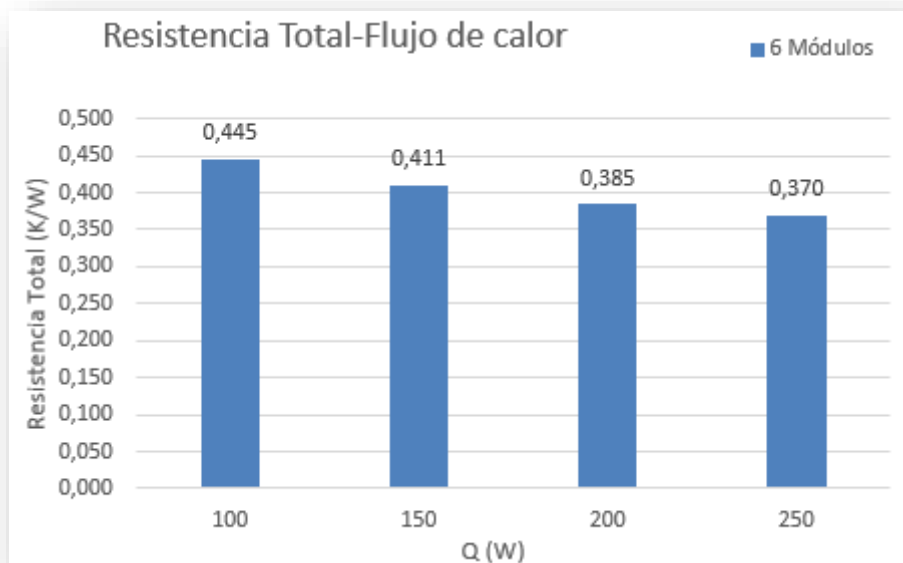


Figura 89: Resistencias en función del flujo de calor.

En la *Figura 89* se aprecia un cuello de botella en la resistencia de los módulos, y es esto precisamente lo que buscaremos solucionar mediante el *Montaje 2*.



**Figura 90:** Salto de temperatura en función del flujo de calor.



**Figura 91:** Resistencia total en función del flujo de calor.



### 5.2.2. MONTAJE2 (5 MÓDULOS, 1 PLACA DE ACERO)

Flujo (W)	R. Módulos y placa (K/W)	R HP (K/W)	R Convección (K/W)	R Total (K/W)
100	0.201	0.094	0.429	0.724
150	0.26	0.089	0.066	0.404
200	0.2455	0.088	0.057	0.391
250	0.234	0.088	0.051	0.373

Tabla 6

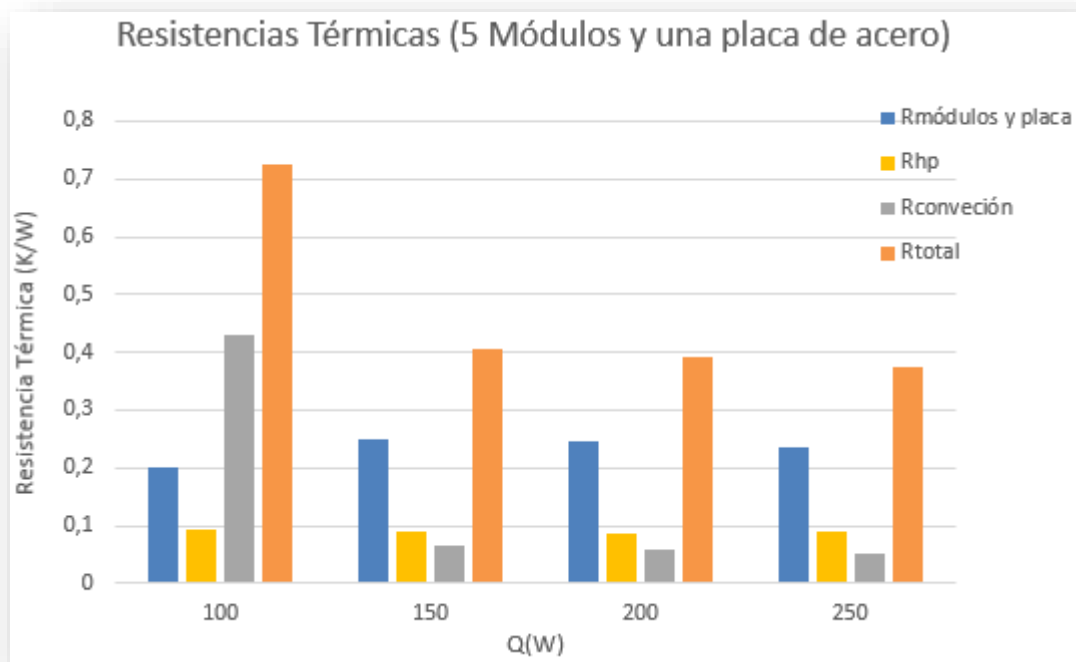
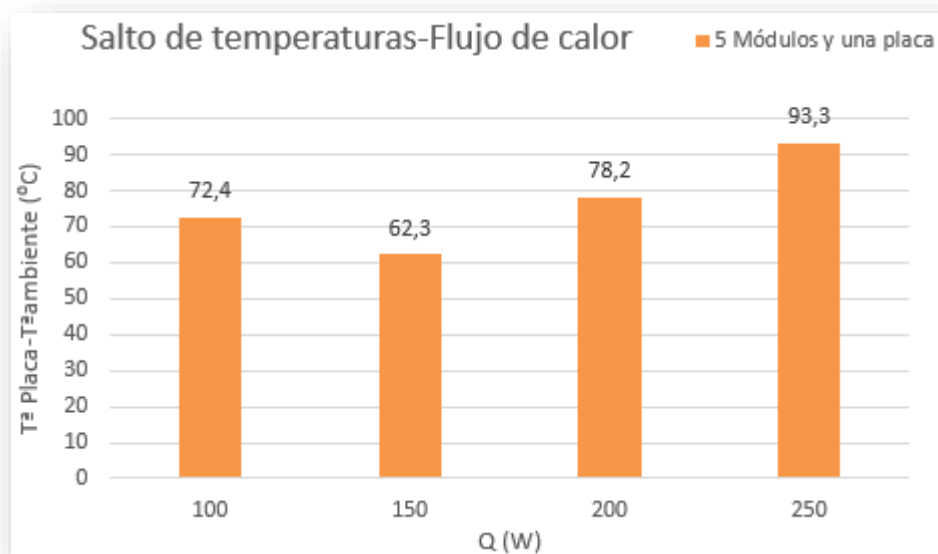
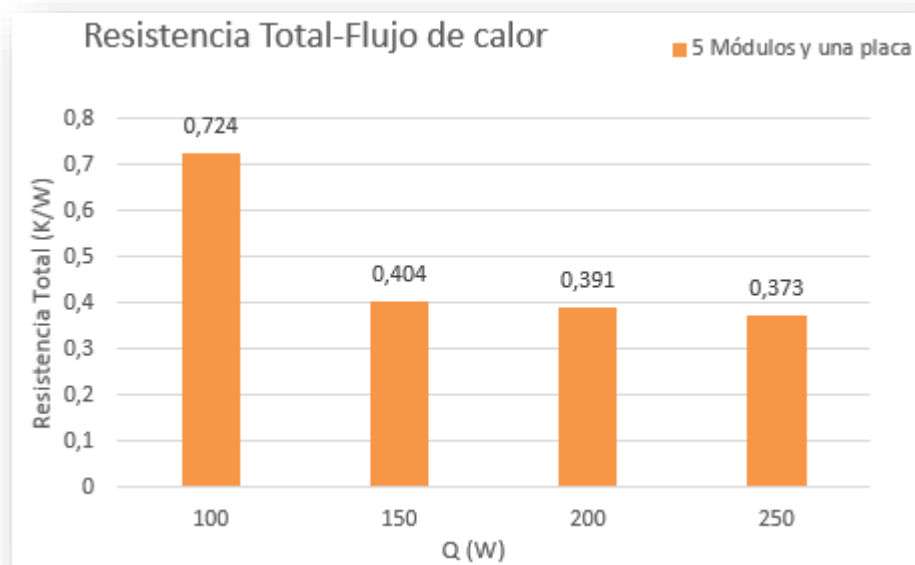


Figura 92: Resistencias térmicas en función del flujo de calor.

Se pensaba que con esta modificación el cuello de botella formado en la resistencia de los módulos se solucionaría pero como se puede apreciar en la *Figura 92* tal problema se sigue presentando en la misma resistencia del circuito térmico.

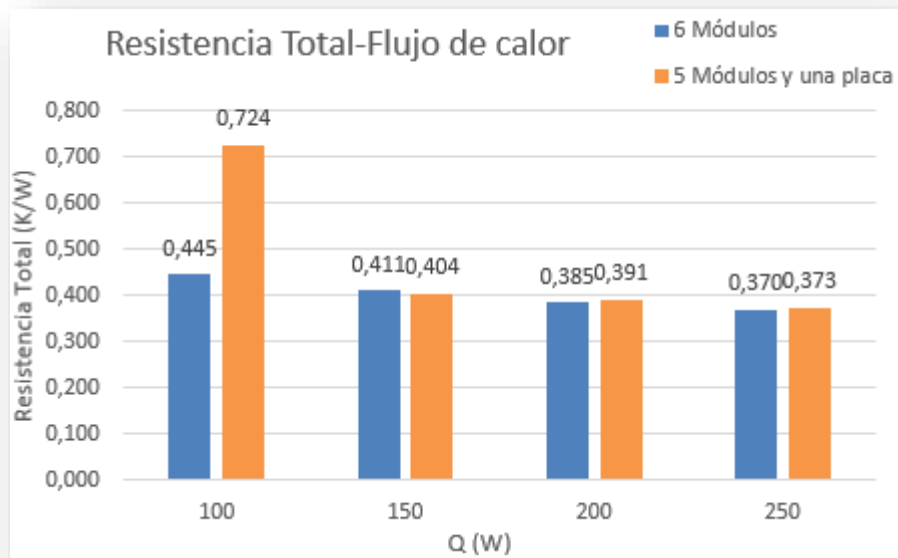


**Figura 93:** Salto de temperaturas en función del flujo de calor.

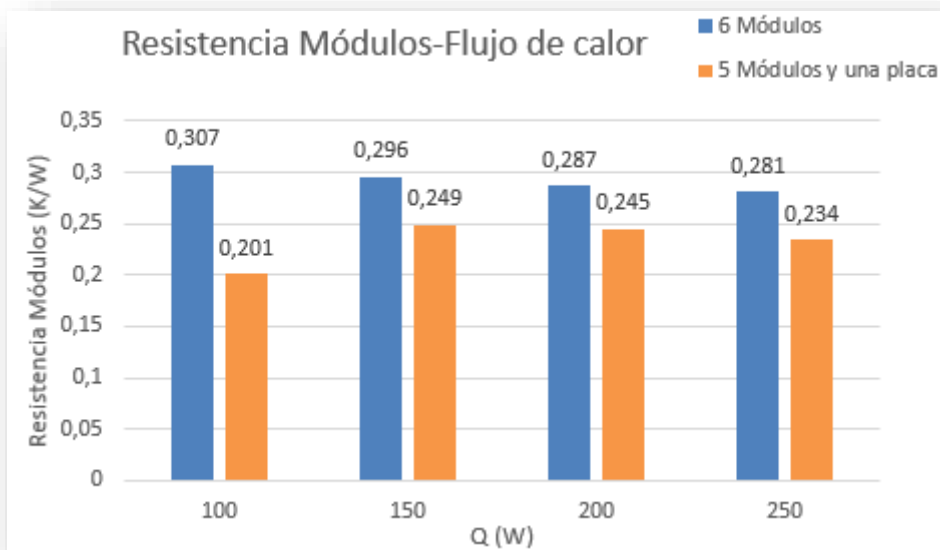


**Figura 94:** Resistencia térmica total en función del flujo de calor.

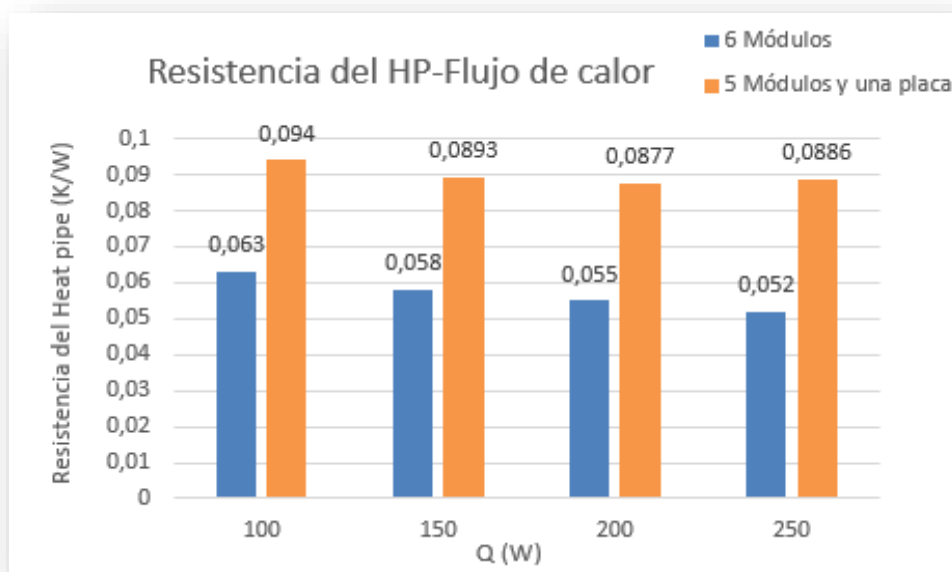
### 5.2.3. COMPARATIVA DE EXPERIMENTALES



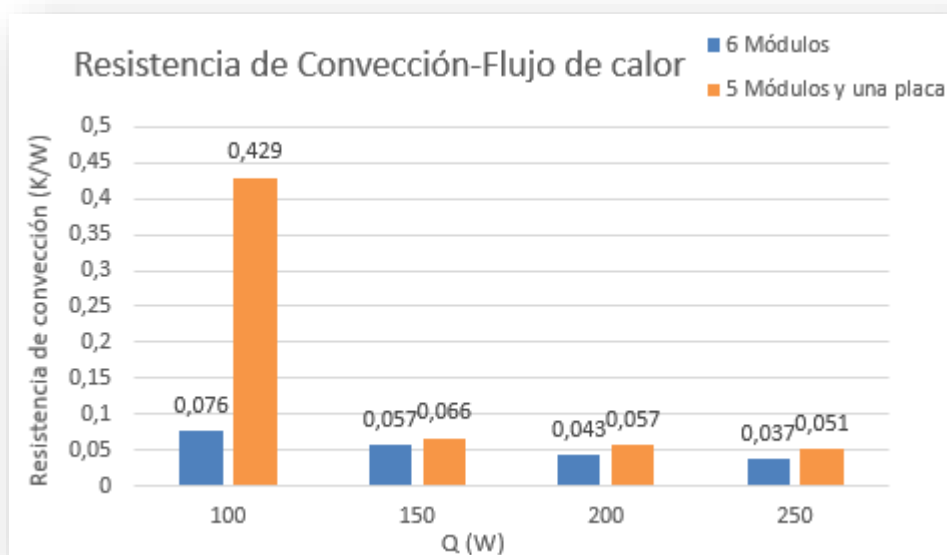
**Figura 95:** Resistencias térmicas totales en función del flujo de calor.



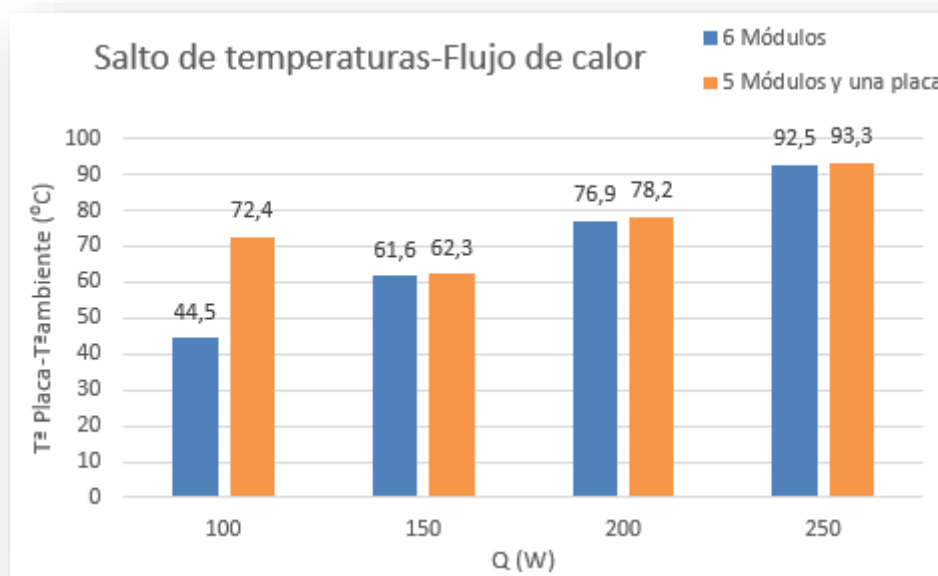
**Figura 96:** Resistencias térmicas totales en función del flujo de calor.



**Figura 97:** Resistencia térmica del *heat pipe* en función del flujo de calor.



**Figura 98:** Resistencias de convección en función del flujo de calor.



**Figura 99:** Salto de temperaturas en función del flujo de calor.

Si se analizan los datos obtenidos de forma experimental para ambos montajes, mediante una comparativa se establece que la resistencia térmica total se mantiene alrededor de 0,38 K/W al sustituir un módulo termoelectrico por una placa de acero. La razón es que al sustituir un módulo, la resistencia de los módulos disminuye; esto provoca una reducción en la potencia de alimentación del ventilador, que lleva a un aumento en la resistencia de convección. Ambos efectos se compensan, con lo que la resistencia térmica total del sistema permanece prácticamente constante.

La solución es buena, ya que se elimina uno de los módulos sin penalizar la resistencia térmica total. Esta necesidad de un módulo menos conlleva un ahorro importante en el sistema de refrigeración ya que se trata del elemento más caro del mismo.

Cabe destacar, que se requiere un flujo de calor superior a 100W para que el ventilador empiece a funcionar; por debajo de este valor, el salto de temperatura entre caras de los módulos es demasiado pequeño y no generan suficiente potencia eléctrica para arrancar el ventilador.

### 5.3. COMPARATIVA DE EXPERIMENTALES Y TEÓRICOS

Por último, no queda otra cosa que comparar los resultados obtenidos de forma teórica con los experimentales para ver la correspondencia entre los mismos y localizar las no idealidades del proceso con el fin de establecer la conveniencia del montaje y determinar posibles líneas futuras de mejora para el mismo.

En primer lugar cabe decir que los resultados experimentales confirman la tendencia de los teóricos, pero no los valores absolutos que se obtienen de los mismos. Esto se debe a que se trata de un proceso experimental y no ideal como el teórico, por tanto aparecen peores contactos entre elementos, variación de condiciones de funcionamiento del heat pipe... que hacen que tales valores no se adapten de forma absoluta.

Se demuestra la mejora que conlleva sustituir un módulo por una placa de acero, pero este hecho no lleva a la reducción en la resistencia total que se había predicho. La razón de esto se encuentra en la dificultad de conseguir un contacto perfecto entre módulos, placa de acero, calefactor eléctrico y *heat pipe*, lo que hace que la reducción en la resistencia de los módulos sea menor que la predicha.

La *Figura 95* confirma este hecho e indica que la reducción real en esta resistencia de los módulos es de 0,04 K/W (de 0,28 a 0,24; un 14%), mientras que se había predicho una reducción de 0,115 K/W (de 0,2 a 0,085; un 57%), tal y como indicaba la *Figura 85*.

La resistencia de convección aumenta en torno a un 25% para flujos mayores de 100 W.

La resistencia total se mantiene en valores de en torno a 0.38 K/W, por tanto en este aspecto no conseguimos mejora pero reducimos el coste del dispositivo al eliminar un módulo sin penalización térmica.

Se ha comprobado experimentalmente que este dispositivo es capaz de evacuar unos 11 kW/m<sup>2</sup> para una diferencia de temperatura de 60°C entre la fuente de calor y el ambiente, en lugar de los 18 kW/m<sup>2</sup> estimados en el desarrollo teórico.

## 6. CONCLUSIONES

El objetivo de este proyecto era el de conseguir una optimización de un dispositivo ARTE con unas características similares a las de los sistemas de refrigeración de electrónica de potencia. Para ello llevamos a cabo una comparativa entre los resultados obtenidos en proyectos anteriores para el caso de un intercambiador de tipo tubo de calor común, un dispositivo ARTE aplicado a un tubo de calor, la modificación estudiada en el presente trabajo, que consistía en sustituir un módulo por una lámina de acero de mayor conductividad e iguales dimensiones y los sistemas utilizados en la refrigeración de elementos de electrónica de potencia como son los IGBT (agua/aire). Analizando estos datos comparativos buscamos establecer la viabilidad o no de aplicación de tal montaje a componentes electrónicos de uso extendido.

A la vista de los resultados obtenidos, la conclusión más importante que se obtiene en el presente trabajo, es que la tecnología ARTE mejora la refrigeración de un dispositivo sin consumo eléctrico exterior, además mediante esta modificación de montaje se consigue reducir en uno la cantidad de módulos necesaria para disipar un mismo flujo de calor. Al eliminar uno de los módulos termoelectrónicos, se reduce el precio del dispositivo de ARTE ya que se trata del componente más caro del mismo y una reducción económica siempre tiene buena acogida desde el punto de vista industrial.

En el caso de los seis módulos se tiene un exceso de potencia para alimentar el ventilador. Para el caso de los cinco módulos y una placa de acero, la resistencia térmica total del sistema es la misma que para el caso anterior y la razón la encontramos en el mal contacto existente, que deriva en una pérdida de efectividad de conducción y por tanto no se logra la disminución de la resistencia térmica total estimada teóricamente; si bien se elimina la necesidad de uno de los módulos sin penalización térmica.

En concreto, se tiene que modificación reduce la resistencia térmica de los módulos en 0.04 K/W, pasando de un valor de 0.28 a uno de 0.24, lo que supone una reducción del 14 %. Esta mejora de la resistencia es inferior a la inicialmente predicha (57 %). Por su parte, con la reducción de la potencia de los módulos, la resistencia de convección aumenta de tal forma que contrarresta esa disminución de la resistencia de los módulos

haciendo que la resistencia térmica total se mantenga en torno a los mismos valores que para el caso de los seis módulos.

Se ha comprobado experimentalmente que este dispositivo es capaz de evacuar unos  $11 \text{ kW/m}^2$  para una diferencia de temperatura de  $60^\circ\text{C}$  entre la fuente de calor y el ambiente. Por tanto, experimentalmente vemos que aún se queda lejos este diseño de los  $50 \text{ kW/m}^2$  que se escogieron como valor común de funcionamiento de los IGBT, sin embargo se puede comprobar una mejora en costes respecto a proyectos y ensayos anteriores consiguiendo prácticamente los mismos valores de disipación.

Además de esto, con el diseño del dispositivo ARTE propuesto, conseguimos el máximo aprovechamiento de las capacidades del intercambiador, ya que en esas condiciones de montaje, elementos y flujo, el *heat pipe* y la resistencia de convección alcanza valores cercanos a los máximos que se dan bajo condiciones de funcionamiento óptimas.

Otra de las conclusiones claras que se obtienen del presente estudio, es la necesidad de un mayor ajuste dimensional de la placa de acero con los módulos, de tal forma que esas resistencias de contacto existentes se minimicen en la mayor medida posible otorgando reducciones de la resistencia térmica total del dispositivo ARTE más significativas. El hecho del avance tecnológico en técnicas de mecanizado y corte de materiales con tolerancias y acabados mucho más precisos dan pie a pensar en un futuro desarrollo de esta variable ya que el principal cuello de botella sigue estando en la resistencia térmica de los módulos.

A su vez, como conclusión adicional del presente estudio, es que la tecnología ARTE presenta un modo de funcionamiento estable térmicamente. Dicho de otra forma, cuanto mayor es el calor producido por la fuente de calor a refrigerar, mayor será la potencia eléctrica producida por los módulos termoeléctricos y, en consecuencia mejor será la extracción de calor por convección; teniendo así un control automático de la temperatura.

Se comprueba, que para unidades aisladas de IGBT sí es posible la aplicación del concepto de autorrefrigeración termoeléctrica pero sería aconsejable o necesario un estudio de la viabilidad económica para pensar en aplicaciones reales, aunque mediante



la mejora conseguida en el presente trabajo se consigue acercar un poco más en el tiempo su aplicación real.

En conclusión, mediante este estudio se consigue una optimización en costes del dispositivo incrementando la viabilidad de aplicación de esta tecnología que se podría incluir a nivel industrial en un amplio rango de dispositivos, por ejemplo, autorrefrigeración de transformadores, de motores industriales, componentes electrónicos con menores demandas térmicas, etc. Además, teniendo en cuenta las perspectivas y nivel de mejora de los materiales actuales en cuanto a aplicabilidad y mejora de propiedades se puede pensar en un salto cualitativo importante de estos dispositivos. Esto último es importante ya que durante el trabajo se advierte como esta tecnología aún presenta dificultades de implantación en aplicaciones más exigentes térmicamente al no disponer de materiales adecuados en la actualidad para tal fin.

## 7. LÍNEAS DE FUTURO

Una vez se ha estudiado la tecnología ARTE y su aplicación en este caso concreto, se pueden proponer algunos puntos o líneas que desarrollar en pro de la mejora del mismo.

- **Mejora de materiales termoeléctricos para adecuarse a esta demanda específica.**

En la actualidad, los esfuerzos en desarrollo de nuevos materiales termoeléctricos se llevan hacia la mejora de la eficiencia de estos. Esto se consigue por medio del aumento de la resistencia térmica y la disminución de la resistencia eléctrica con el objetivo final de obtener una figura de mérito mayor. Hemos visto cómo para el concepto ARTE la eficiencia de conversión de potencia térmica a potencia eléctrica no es uno de los factores clave, ya que el ventilador requiere muy poca potencia eléctrica, y se puede pensar que con materiales con mejor conducción térmica (reduciendo así su eficiencia) el concepto ARTE puede continuar utilizándose e incluso producir mejoras y ampliar el ámbito de su uso que de otro modo con los materiales disponibles actualmente tiene mayor dificultad. Una posible mejora para caminar en esta dirección sin dedicar tiempo a la búsqueda de nuevos materiales es el disminuir la longitud por la cual tiene que transmitirse el calor, esto es, realizar módulos termoeléctricos más estrechos, con la consiguiente reducción de la lámina de acero. Otra posibilidad es aumentar el número de pares por modulo, sin aumentar ni disminuir el área de estos. [1]

- **Introducción de un segundo disipador sobre la superficie libre del “heat pipe”**

Como se ha visto anteriormente, en la aplicación del concepto ARTE realizado, todo el calor se introduce por una de las caras del *heat pipe*.

Se puede intuir que cabe la posibilidad de mejorar aún más si la otra cara del *heat pipe* en lugar de aislarla, como en este montaje, añadimos un disipador de aletas adicional e instalamos sobre él a su vez un ventilador movido, como es lógico, por los mismos módulos termoeléctricos. Dado que la mayor parte de la resistencia es debida a la conducción en los módulos se puede pensar que esta vía tendrá una repercusión

menor sobre el funcionamiento global de la aplicación respecto a la utilización de módulos termoelectricos con características más adecuadas a las demandas específicas.

- **Modificación del material de la placa escogido y ajuste de las tolerancias dimensionales de la misma.**

Durante el desarrollo del presente estudio se ha advertido una serie de desviaciones entre los supuestos y cálculos teóricos y los datos obtenidos experimentalmente. Una de ellas es la referente a la resistencia térmica del conjunto módulos y placas, ya que debido a las diferentes resistencias de contacto que aparecen, su contribución a la mejora es menor de la esperada.

Teniendo en cuenta lo comentado en el párrafo anterior, una posible mejora sería la de tener un ajuste dimensional más preciso en lo que a lámina y módulos se refiere. Además, para compensar las deficiencias de contacto existentes podríamos pensar en modificar el material de la lámina de tal forma que se fabrique de un material con una conductividad térmica mayor que la de las placas de acero ensayadas. Ese aumento de la conductividad, a priori compensado por las resistencias de contacto existentes, podría derivar en la obtención de datos más acordes a los estimados antes de realizar este estudio.

## 8. BIBLIOGRAFÍA

[1] ESTUDIO DE SISTEMAS DE AUTO-REFRIGERACIÓN TERMOELÉCTRICA CON INTERCAMBIADORES TUBO DE CALOR, PARA LA DISIPACIÓN DEL CALOR GENERADO POR TRANSISTORES BIPOLARES DE PUERTA AISLADA.

I. Mújika Sánchez (Pamplona 20 de Febrero de 2014)

[2] INTEGRATED PRODUCT, PROCESS AND ENTERPRISE DESIGN. Ben Wang. Ed Chapman & Hall 1997

[3] EXPERIMENTAL AND ANALYTICAL STUDY ON THERMOELECTRIC SELF COOLING OF DEVICES. Energy, v. 36, pp. 5250-60. Martínez A., Astrain D., Rodríguez A. (2012), [3]

[4] HANDBOOK OF HEAT TRANSFER (3ª ED.). Raithby G.D., Hollands G.G.T. (1998), McGraw-Hill, Nueva York.

[5] TRANSFERENCIA DE CALOR 2ª EDICIÓN. Y. A. Cengel, Ed. McGraw Hill, 2004.

[6] THERMOELECTRICS HANDBOOK. MACRO TO NANO (1ª ED.). Rowe D.M. (2006), CRC Press, Boca Raton.

[7]<http://www.fujielectric.com/products/semiconductor/products/powerdevices/6pack.htm> (Consultado en 2014)

[8]<http://www.maxqtechnology.com/coldplates.html?producttabs=1> (Consultado en 2014)

[9] <http://www.kryothermusa.com/index2b57.html?tid=81> (consultado 2014)

[10]<http://www.directindustry.es/prod/arcel/modulos-igbt-18722-231351.html> (consultado en 2014)

[11]<http://www.marlow.com/products/thermoelectric-modules.html> (Marlow Industries) (consultado en 2014)

[12]<http://www.ahlbom.com/Category/Sensors/Sensors-overview/8.html> (Ahlborn)